

Universidad Carlos III de Madrid
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



Ingeniería Industrial: Especialidad Máquinas y Estructuras
Proyecto Fin de Carrera

METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS
A FATIGA MEDIANTE EL CÓDIGO
PRO ENGINEER:
APLICACIÓN A UN EJE FERROVIARIO

Autora: Eva Marco Esteban
Tutor: Juan Carlos García Prada

OCTUBRE 2010

En primer lugar, debo agradecerles a mis padres el apoyo continuado durante todos estos años, y en especial es esta última y pesada etapa. Sin ellos todo esto no habría sido posible, espero que todo su esfuerzo se haya visto recompensado con el momento del fin.

A mis hermanos, que también saben lo que es pasar por esto, o lo sabrán... Y siempre me han ayudado a amenizar los malos momentos, y a celebrar los buenos.

A mis amigas que han vivido de primera mano estos difíciles años, y que siempre me han apoyado y animado a continuar con palabras de apoyo, y con las que me ha encantado celebrar cada momento importante relacionado con la carrera.

A toda la gente que he conocido durante mi paso por la universidad... a los grandes amigos que me llevo, a pesar de no haber podido compartir con muchos de ellos esta última etapa, y a la gente que hizo muchísimo más amena la vida de estudiante... Hacen que recuerde con mucho cariño estos años.

Y por último, pero no menos importante, a mi tutor, por el soporte en este proyecto, por las enseñanzas adquiridas, y sobre todo, por ayudarme a hacer lo imposible, conseguir el objetivo de acabar en el plazo previsto.

Sin duda, un perfecto final para una etapa tan importante en mi vida.



INDICE

CAPÍTULO 1: OBJETIVOS Y PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

1.1.- OBJETIVOS	2
1.2.- CONTENIDOS	2

CAPÍTULO 2: FENÓMENOS DE FATIGA

2.1.- INTRODUCCIÓN	5
2.2.- BREVE HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA	7
2.3.- ESTADO DEL ARTE	8

CAPÍTULO 3: MECÁNICA DE LA FRACTURA

3.1.- FUNDAMENTOS DE FRACTURA	11
3.1.1.- <i>Análisis de fallos</i>	11
3.1.2.- <i>Clasificación de los fallos</i>	11
<u>3.1.2.1.- Según la sollicitación</u>	11
<u>3.1.2.2.- Según el tipo de fractura</u>	11
3.1.3.- <i>Mecanismos de fractura</i>	12
<u>3.1.3.1.- Fractura frágil</u>	13
<u>3.1.3.2.- Fractura dúctil</u>	13
3.2.- DEFECTOS Y CONCENTRACIÓN DE TENSIONES	14
3.2.1.- <i>Concentración de tensiones</i>	14
3.3.- MECÁNICA DE LA FRACTURA	15
3.3.1.- <i>Criterios de diseño</i>	15
3.3.2.- <i>Criterios de Fractura</i>	16
3.3.3.- <i>Modos de Fractura</i>	16

CAPÍTULO 4: MECÁNICA DE LA FATIGA

4.1.- FUNDAMENTOS DE FATIGA	19
4.1.1.- <i>Características de la rotura por fatiga</i>	19
4.1.2.- <i>Estadios de fatiga</i>	20
<u>4.1.2.1.- ESTADIO I: Iniciación</u>	20
<u>4.1.2.2.- ESTADIO II: Propagación estable</u>	20
<u>4.1.2.3.- ESTADIO III: Propagación acelerada</u>	21
4.2.- DIAGRAMA DE FATIGA S-N (STRESS - NUMBER OF CYCLES)	22
4.2.1.- <i>Zonas en el diagrama de fatiga</i>	23
4.3.- COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA	24
4.3.1.- <i>Factor de acabado superficial. K_a</i>	25
4.3.2.- <i>Factor de tamaño. K_b</i>	26
4.3.3.- <i>Factor de confiabilidad. K_c</i>	27
4.3.4.- <i>Factor de temperatura. K_d</i>	28
4.3.5.- <i>Factor de concentración de tensiones. K_e</i>	28



4.3.6.- Factor de efectos diversos. K_f	30
4.4.- ESFUERZOS FLUCTUANTES	32
4.4.1.- Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo	33
4.4.1.1.- Criterio de Goodman	33
4.4.1.2.- Criterio de Soderberg	33
4.4.1.3.- Criterio de Gerber	34
4.4.2.- Línea de carga	35
4.5.- DAÑO ACUMULATIVO	36
4.5.1.- Modelos de acumulación de daños de fatiga	37
4.5.1.1.- Modelos de acumulación lineal de daño	37
4.5.1.2.- Modelos de acumulación no lineal de daño	38
CAPÍTULO 5: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	
5.1.- DESCRIPCIÓN	41
5.2.- HERRAMIENTAS A UTILIZAR	41
5.2.1.- Pro Engineer Wildfire 5.0	41
5.2.1.1.- Capacidades de Pro Engineer	42
5.2.1.2.- Sistema de prototipado rápido	43
i) Generación de archivo .stl	43
ii) Cargar el formato .stl en la impresora 3D	44
iii) Materiales utilizados en la construcción del modelo	44
iv) Limpieza final	44
5.2.2.- ANSYS V11	45
5.3.- METODOLOGÍA	46
CAPÍTULO 6: ANÁLISIS DE ESFUERZOS CON PRO ENGINEER vs ANSYS	
6.1.- “VIGA EMPOTRADA 1”. CÁLCULOS ANALÍTICOS vs PRO ENGINEER	49
6.1.1. Cálculos analíticos	49
6.1.2. Análisis estático con Pro Engineer	50
6.1.2.1.- Modelización de la pieza	50
6.1.2.2.- Definición de las propiedades del material	50
6.1.2.3.- Definición de restricciones y cargas	51
6.1.2.4.- Análisis estático	52
i) Pestaña Convergence: Multi/Single-Pass Adaptive y Quick Check	53
ii) Pestaña Output: Plotting Grid	54
6.1.2.5.- Resultados	54
6.1.3. Conclusión Cálculos analíticos vs Pro Engineer	59
6.2.- “VIGA EMPOTRADA 2”. PRO ENGINEER vs ANSYS	60
6.2.1. Análisis de esfuerzos con Pro Engineer	61
6.2.1.1.- Modelización de la pieza	61
6.2.1.2.- Definición de las propiedades del material	61
6.2.1.3.- Definición de restricciones y cargas	61
6.2.1.4.- Análisis estático	62
6.2.1.5.- Resultados	62



6.2.2. <i>Análisis de esfuerzos con ANSYS</i>	63
6.2.2.1.- <i>El método de los elementos finitos en medios continuos</i>	63
6.2.2.2.- <i>Generación/Importación de la geometría en ANSYS</i>	64
6.2.2.3.- <i>Definición de las propiedades del material</i>	64
6.2.2.4.- <i>Mallado</i>	65
6.2.2.5.- <i>Definición de las restricciones y cargas</i>	67
i) <i>Definición de las restricciones</i>	67
ii) <i>Definición de las cargas</i>	68
6.2.2.6.- <i>Resultados</i>	68
6.3.- <i>CONCLUSIÓN ANÁLISIS DE ESFUERZOS PRO ENGINEER vs ANSYS</i>	71
CAPÍTULO 7: ANÁLISIS DE FATIGA ANALITICAMENTE vs PRO ENGINEER	
7.1.- <i>ESTUDIOS PREVIOS: DEFINICIÓN DEL PROBLEMA</i>	74
7.2.- <i>“EJE EMPOTRADO I”. ANÁLISIS A FATIGA ANALÍTICAMENTE</i>	74
7.2.1. <i>Sección de máxima tensión</i>	74
7.2.2. <i>Cálculo del límite de fatiga corregido (S_e)</i>	75
i) <i>Factor de acabado superficial (K_a)</i>	75
ii) <i>Factor de tamaño (K_b)</i>	75
iii) <i>Factor de confiabilidad (K_c)</i>	76
iv) <i>Factor de temperatura (K_d)</i>	76
v) <i>Factor de concentración de tensiones (K_e)</i>	76
vi) <i>Cálculo del límite de fatiga corregido (S_e)</i>	77
7.2.3. <i>Determinación del número de ciclos</i>	77
7.3.- <i>“EJE EMPOTRADO I”. ANÁLISIS A FATIGA CON PRO ENGINEER</i> ...	79
7.3.1. <i>Fundamentos de la Mecánica de Fatiga en Pro Engineer</i>	79
7.3.1.1.- <i>Enfoque del método E-N</i>	79
7.3.1.2.- <i>Ciclos de tensión</i>	80
7.3.1.3.- <i>Evaluación del daño acumulado</i>	81
7.3.1.4.- <i>Factores que afectan a la vida en fatiga</i>	83
7.3.2. <i>Resolución del problema en Pro Engineer</i>	84
7.3.2.1.- <i>Modelización de la pieza</i>	84
7.3.2.2.- <i>Definición de las propiedades del material</i>	86
7.3.2.3.- <i>Definición de restricciones y cargas</i>	87
7.3.2.4.- <i>Análisis estático</i>	88
7.3.2.5.- <i>Análisis a fatiga</i>	88
7.3.2.6.- <i>Resultados</i>	89
7.4.- <i>CONCLUSIÓN ANÁLISIS A FATIGA ANALÍTICAMENTE VS PRO ENGINEER</i>	92
CAPÍTULO 8: ANÁLISIS DEL EJE FERROVIARIO	
8.1.- <i>DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA</i>	95
8.2.- <i>MODELIZACIÓN DEL PROBLEMA</i>	95
8.2.1.- <i>Geometría del eje</i>	96
8.2.1.1.- <i>Perfil básico de revolución</i>	96



8.2.1.2.- Agujeros laterales	96
8.2.1.3.- Taladros laterales	97
8.2.2.- Definición de las propiedades del material	99
8.2.2.1.- Factor de reducción de la resistencia a la fatiga “Eje ferroviario” ..	99
8.2.3.- Definición de restricciones y cargas	101
8.2.3.1.- Definición de restricciones	101
8.2.3.2.- Definición de cargas	102
8.3.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS	103
8.3.1.- Tensión	103
8.3.2.- Desplazamiento	104
8.4.- ANÁLISIS A FATIGA	105
8.4.1.- Sección A	105
8.4.2.- Sección B	106
8.4.3.- Sección C	107
8.4.4.- Sección crítica	107
8.5.- CONCLUSIONES	108
CAPÍTULO 9: VARIANTES DEL PROBLEMA	
9.1.- INTRODUCCIÓN	112
9.2.- REDISEÑO: “EJE FERROVIARIO 2”	112
9.2.1.-Análisis de esfuerzos	113
9.2.2.- Análisis a fatiga	114
9.3.- EJE FISURADO: “EJE FERROVIARIO 3”	116
9.3.1.-Análisis de esfuerzos	118
9.3.2.- Análisis a fatiga	118
9.3.3.- Variación del tamaño de la fisura	120
9.3.3.1. Aumento de la longitud de la fisura	120
9.3.3.2. Aumento del ancho de la fisura	121
CAPÍTULO 10: CONCLUSIÓN Y TRABAJOS FUTUROS	
10.1.- CONCLUSIÓN	125
10.2.- TRABAJOS FUTUROS	126
10.3.- PRESUPUESTO	126
Figuras	128
Tablas	131
ANEXOS	
Anexo A: Plano del eje ferroviario	133
Anexo B: Tabla de tolerancias geométricas	134
BIBLIOGRAFÍA	135
REFERENCIAS	136

Capítulo 1.

OBJETIVOS Y PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

1.1.- OBJETIVOS

1.2.- CONTENIDOS



1.1.- OBJETIVOS

El gran incremento que está registrando la instalación de trenes de alta velocidad en el curso de los últimos años ha impulsado la fabricación de componentes ferroviarios con propiedades mecánicas mejoradas, capaces de soportar las superiores acciones de servicio, disminuir las operaciones de reposición y mantenimiento y alargar su vida útil.

El análisis de la integridad estructural de los principales componentes ferroviarios tiene por objeto prevenir su fallo en servicio, lo que está estrechamente ligado primero a la seguridad de la industria ferroviaria y segundo a sus costes.

Se pone así de manifiesto la importancia de realizar investigaciones en este contexto, con objeto de reducir los fallos en servicio y los riesgos asociados de descarrilamiento de los trenes, así como de reducir los costes asociados a estos servicios.

Además, la tendencia en los últimos años también es la de aumentar la densidad del tráfico ferroviario y la carga sobre los ejes, por lo que los citados problemas tienen cada vez más importancia.

En este trabajo se ha centrado el estudio sobre un eje de un tren de mercancías. Durante su vida útil se pueden producir diferentes defectos bajo las cargas de servicio, que pueden llegar a provocar un fallo catastrófico. De este modo, la integridad estructural de los ejes debe hoy día analizarse desde una filosofía de diseño de tolerancia al daño, asumiendo que en el curso de su servicio pueden formarse grietas y éstas deben poder ser detectadas antes de que alcancen su tamaño crítico mediante la planificación de programas de inspección apropiados.

El objetivo de este trabajo es utilizar el reciente programa instalado en la Universidad, Pro Engineer, para analizar el comportamiento a fatiga de un eje ferroviario, así como la influencia de la geometría y la presencia de fisuras en la vida útil del mismo.

A continuación se detallan los contenidos del trabajo.

1.2.- CONTENIDOS

El contenido de este trabajo se ha dividido en diez capítulos, siendo el primero en el que se detallan los objetivos y el planteamiento del trabajo en el que se incluye esta descripción.

El segundo capítulo presenta una introducción al análisis a fatiga, a través de los acontecimientos históricos relacionados con este fenómeno, así como la situación actual del mismo en la industria ferroviaria.

El tercer y el cuarto capítulo detallan la Mecánica de la Fractura y la Fatiga, desarrollando fundamentos que se seguirán a lo largo del proyecto.

En el quinto capítulo se plantea el problema que se va a resolver posteriormente, y se definen las herramientas informáticas a utilizar en el resto del trabajo, ANSYS y Pro Engineer.

El sexto capítulo recoge la comparación de un análisis de esfuerzos realizado con esas dos herramientas, ANSYS y Pro Engineer.



Con el mismo planteamiento de comparar resultados, para verificar la utilidad de Pro Engineer en este tipo de análisis, se compara en el séptimo capítulo un análisis a fatiga realizado analíticamente y mediante Pro Engineer.

Tras las oportunas comprobaciones, se realiza en el capítulo octavo un análisis de esfuerzos y a fatiga del eje ferroviario mediante Pro Engineer.

En el capítulo noveno se estudian dos variantes del problema inicial, un rediseño en la geometría, y la simulación de una fisura en el eje, con objeto de estudiar la influencia en la vida a fatiga.

Por último, el décimo capítulo recoge las conclusiones obtenidas de este trabajo, así como los posibles trabajos futuros que puedan tomarlo como referencia.

Capítulo 2.

FENÓMENOS DE FATIGA

2.1.- INTRODUCCIÓN

2.2.- BREVE HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA

2.3.- ESTADO DEL ARTE

2.1.- INTRODUCCIÓN

Las cargas cuyas amplitudes son variables a lo largo del tiempo producen la rotura sobre las estructuras para valores de tensión inferiores a los que suceden en casos de cargas de amplitud constante. A este fenómeno es al que denominamos fatiga.

Es definido de una manera más general por las normativas ASTM como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total tras un número de ciclos”.

La fatiga es la causante de la mayor parte de las roturas de las piezas en servicio, y su estudio precisa comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad o daño, y que la rotura se produce bajo cargas que están aún dentro del período elástico del comportamiento del material.

Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar indicios de fallo inminente, sino que este se produce de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas de conjunto, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes.

Citando un famoso ejemplo en aviación, en el año 1988 el avión Boeing 737-200, durante el vuelo 243 de Aloha Airlines sufrió el desprendimiento del techo de la parte delantera a 10000 pies de altura. Las investigaciones determinaron que la causa del accidente fue la fatiga del metal.



Fig. 2.1. Accidente del Boeing 737-200 en 1988

Centrándonos más en el tema que ocupa este Proyecto, la Fig.2.2 muestra un breve artículo del periódico ABC de Andalucía sobre el descarrilamiento de un tren en 1960, en la provincia de Ávila, provocado por la rotura de uno de sus ejes. Ejemplo claro de lo que se quiere estudiar y plantear en este trabajo.

Descarrilamiento del automotor de Madrid a Astorga

Avila, 19. — Se ha registrado esta mañana el descarrilamiento del tren número 861, automotor de Madrid a Astorga. El accidente ocurrió a 100 metros de la salida de la estación de Avila, después de trasponer las señales allí situadas, y fue originado por la rotura de uno de los ejes del citado automotor.

Como consecuencia de este descarrilamiento quedó interceptada la vía de Avila a Salamanca, situación en que continuaba a primeras horas de la tarde. No hubo que lamentar desgracias personales. Los viajeros de uno y otro sentido, de los trenes procedentes de Madrid y con dirección a la capital de España hubieron de ser transbordados. — Cifra.

*Fig. 2.2. Accidente Madrid - Astorga. Sábado 20 de Agosto de 1960.
ABC N° 17777 Edición de Andalucía [1]*

Otro ejemplo mucho más reciente tuvo lugar en marzo de 1996. Dos trenes colisionaron en Rickerscote, Stafford. Un tren de mercancías descarriló debido a la fractura repentina de uno de sus ejes. Desafortunadamente los vagones descarrilados quedaron bloqueando la vía adyacente, produciendo entonces la colisión con un tren que circulaba en dirección contraria.

Posteriormente investigaciones acerca de por qué la fractura había tenido lugar, concluyeron que uno de los ejes había fallado por fatiga, probablemente iniciada por picaduras debidas a la corrosión en la superficie del eje.



Fig. 2.3. Eje fracturado del tren de mercancías involucrado en un accidente en Rickerscote, UK en 1996 [2]

Como se puede observar, la fatiga en los ejes ferroviarios es algo que incluso hoy en día sigue provocando accidentes, de ahí la importancia del estudio de su comportamiento frente a las sollicitaciones actuales.

2.2.- BREVE HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA

Desde hace mucho tiempo se ha constatado que los materiales rompen más fácilmente bajo la acción de cargas variables que bajo la acción de cargas constantes, es bien conocido el que la aplicación de una fuerza repetidas veces conduce a la rotura del componente con más facilidad que con una única carga estática (a igualdad de valores).

Sin embargo, hasta finales del siglo XIX no se comenzó a analizar sistemáticamente este aspecto del comportamiento de los materiales.

William John Macquorn Rankine, ingeniero y físico escocés, mientras trabajó con su padre en la Edinburgh & Dalkeith Railway (la primera vía férrea de Edimburgo), propuso en 1843 una teoría para explicar las roturas por fatiga que se producían en los ejes de los ferrocarriles. Estas teorías servirían posteriormente a August Wöhler, ingeniero alemán.

Fue este mismo, Wöhler, durante las décadas de 1850 y 1860, quién realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria del ferrocarril y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternativos. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga y el diagrama S-N (diagrama que relaciona el nivel de tensión alternativa pura con el número de ciclos hasta rotura de una probeta).

Ya en 1903, Ewings y Humphries observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalinos del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material.

Aun cuando la teoría de Ewings y Humphries supone un notable avance respecto a lo que hasta entonces se conocía sobre la fatiga, presenta algunas lagunas. Por ejemplo, la falta de explicación de la ausencia de rotura de las probetas y piezas por debajo de un cierto umbral de tensión, como observó Wöhler.

En 1910, el norteamericano Bastin plantea una ecuación, en la forma del logaritmo de la tensión frente al logaritmo del número de ciclos, para la zona de vida finita observada por Wöhler. La ecuación que se utiliza hoy en día proviene de aquellos planteamientos.

A mediados de los años 20, Hanson y Gough apuntaron una hipótesis a este aspecto de la fatiga de los materiales férricos, considerando que se produce un fenómeno de endurecimiento por deformación de tal modo que, para niveles bajos de la tensión de fatiga, es capaz de frenar la propagación de las microgrietas originadas por el deslizamiento cristalino.

Como resumen, se puede decir que, a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos 180 años, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales. De todos modos, la teoría del deslizamiento parece ser la más adecuada para interpretar las fases iniciales de la fatiga de un material.

La gran cantidad de datos disponibles para materiales férricos (y algunos otros materiales metálicos), ha permitido desarrollar “procedimientos de cálculo” razonablemente bien comprobados por multitud de diseños. Estos procedimientos permiten diseñar piezas para una duración dada cuando están sometidas a un estado de tensiones variables conocido.

Por otro lado, la teoría de la fractura por fatiga permite predecir, entre otras cosas, el crecimiento de la grieta con los ciclos de carga.

Es por ello por lo que los métodos tradicionales de cálculo junto con la teoría de la fractura por fatiga proporcionan una sólida base para el diseño de sistemas estructurales metálicos.

2.3.- ESTADO DEL ARTE

Los ejes de ferrocarril son componentes críticos en cuanto a seguridad se refiere en la industria ferroviaria. Son uno de los primeros elementos sujetos a alto número de ciclos de carga repetitiva, y debido a la rotación, cada vez que el eje gira, un punto de la superficie pasa de estar en un estado de compresión a estar en un estado de tracción de igual magnitud.

Los fallos por fatiga en ejes ferroviarios son muy poco comunes. En el Reino Unido por ejemplo, durante los últimos 25 años ha habido una media de 1.6 fallos de ejes por año, de una población de unos 180.000 ejes en servicio [4].

A pesar de que son estadísticamente muy seguros, se inspeccionan los ejes a frecuencias regulares usando métodos de inspección no destructiva (Non-Destructive Testing), tales como inspección por ultrasonidos o mediante partículas magnéticas. Determinar el efecto del sistema de inspección no destructiva en la fiabilidad del eje es un procedimiento complejo.

La inspección por ultrasonidos se utiliza con relativa frecuencia e implica pasar una onda de ultrasonidos por el eje y después medir las reflexiones. Los resultados se comparan con una norma de reflexión estándar de un eje en plenas condiciones y se evalúan las desviaciones.

Las inspecciones más sensibles de las partículas magnéticas se llevan a cabo en las revisiones de las ruedas principales, en las que las ruedas y otros componentes como los discos de frenos son extraídos del eje, lo que permite un examen detallado de la superficie de éste.

La metodología usada para determinar la frecuencia de inspección implica calcular el tiempo que transcurre desde que se detecta una posible fisura hasta que crece hasta producir el fallo del componente. El intervalo de inspección debe ser menor que este y normalmente suele ser una fracción de este tiempo que permite en la siguiente inspección detectar la fisura que podía haber sido omitida en la inspección anterior.

Debido a la naturaleza del problema, la probabilidad de que en un lote de ejes exista incluso un solo eje defectuoso es bastante baja. Los operadores de los equipos de detección por tanto presentan un gran número de ejes examinados con un porcentaje muy pequeño con defectos.



Hay factores humanos añadidos que ponen al operador en una situación de desventaja frente a la gran cantidad de ejes que, presumiblemente, pasan el examen de ultrasonidos. Estos factores humanos deben tenerse en cuenta al determinar los intervalos de inspección. Además, debido a que el examen de ultrasonidos requiere que la caja que recubre el eje sea extraída, se introduce un riesgo adicional a través de la posibilidad de deteriorar la superficie al re-ensamblar la caja en su posición tras la inspección, o a través de la introducción de contaminación en el alojamiento del cojinete. Por tanto, el beneficio de la seguridad de las inspecciones de ultrasonidos puede ser contrarrestado por el riesgo adicional introducido por los procedimientos seguidos durante la inspección.

En cuanto al examen de partículas magnéticas, hay un caso de excepción de retirada del eje del servicio a intervalos de revisión general. Este caso especial se da en ejes de diseño muy simple, ya que el coste del reemplazo del eje puede ser del orden de realizar el examen de partículas magnéticas.

En resumen, debido al carácter crítico en la seguridad de los ejes ferroviarios, se ha desarrollado una considerable experiencia durante los años en el diseño, operación y gestión de ejes. La fiabilidad de los ejes es muy alta, pero el continuo aunque pequeño número de fallos que tienen lugar, proporcionan la suficiente necesidad de comprender bien los factores que afectan a la probabilidad de fallo del eje.

Capítulo 3.

MECÁNICA DE LA FRACTURA

3.1.- FUNDAMENTOS DE FRACTURA

3.2.- DEFECTOS Y CONCENTRACIÓN DE TENSIONES

3.3.- MECÁNICA DE LA FRACTURA

3.1.- FUNDAMENTOS DE FRACTURA

Los factores que con más frecuencia se encuentran como generadores de fallo o como reductores del tiempo de servicio de los componentes se deben fundamentalmente a diseños defectuosos y a elecciones incorrectas de los materiales, además de los efectos que producen procesos de fabricación inadecuados, tratamientos deficientes, montajes imperfectos o condiciones de servicio diferentes a las proyectadas.

3.1.1.- *Análisis de fallos*

El análisis de fallos en servicio tiene gran importancia, ya que permite alcanzar un conocimiento real de las posibilidades que presenta cada material para alcanzar determinadas aplicaciones. Analizar los fallos en servicio es muy complejo, pues en muchos casos las circunstancias por las que se producen son ajenas al componente en el que ha tenido lugar el fallo e incluso al mecanismo por el que se ha producido.

3.1.2.- *Clasificación de los fallos*

Existe una amplia gama de clasificaciones de fallo, de manera que todos entren dentro de algún grupo y eso ayude a analizarlos correctamente. A continuación se presentan los que tienen que ver con los distintos tipos de sollicitaciones mecánicas que se dan durante el tiempo en servicio y con el tipo de fractura que se observa en el componente.

3.1.2.1.- Según la sollicitación

Los fallos se pueden clasificar según el modo de aplicación de la carga y el tipo de sollicitación que los provocan. La carga puede ser estática o variable principalmente:

- En caso de carga estática, el componente puede encontrarse bajo tracción, compresión, torsión, cizalladura o cualquiera de las posibles combinaciones entre ellas. Las fracturas que se producen con este tipo de cargas también son estáticas, viéndose muy afectadas por la temperatura alcanzada y por el tiempo de servicio.
- En caso de carga variable, si además esta se repite cíclicamente, la fractura será dinámica y se medirá el número de ciclos en el que varían las cargas. Si se combinan de manera necesaria la carga, el tiempo y la temperatura, se puede llegar a producir la fluencia del material.

3.1.2.2.- Según el tipo de fractura

Otra posible clasificación corresponde al tipo de fractura, que puede presentar tres órdenes de magnitud diferentes: nivel atómico, nivel microscópico y nivel macroscópico.

- A **nivel atómico**, el comportamiento del material se puede analizar mediante la teoría de dislocaciones para todos aquellos fenómenos de deformación. Desde el punto de vista del análisis de los fallos que se producen en servicio, apenas aporta algo a efectos prácticos, aunque es necesario conocer la existencia de los planos de deslizamiento y el papel que

juegan en el desarrollo de la deformación plástica, como consecuencia del deslizamiento de una parte del cristal sobre otra antes de alcanzar la fractura. Los planos de deslizamiento son los de mayor densidad atómica, existiendo direcciones preferenciales de deslizamiento, que son las más compactas del plano. Si la fractura se produce a través de las fronteras de grano, la influencia que ejercen los distintos tipos de partículas precipitadas sobre ellas tiene una gran trascendencia en el proceso de fractura.

- A **nivel microscópico**, las fracturas se pueden clasificar en dos grandes grupos: transcrystalinas e intercrystalinas. La fractura intercrystalina consiste básicamente en la descohesión entre granos a través de sus bordes; previamente a la fractura, además, los granos pueden experimentar microdeformación plástica en sus superficies. Las fracturas transcrystalinas, por su parte, se pueden dividir en una serie de grupos que dependen de los distintos mecanismos de fractura o del aspecto morfológico que presenta la propia superficie de rotura que, a su vez, también depende del tipo de esfuerzos experimentados o de las características intrínsecas del material.

- Finalmente, a **nivel macroscópico** se pueden distinguir los siguientes grupos de fracturas:

Dúctil por carga estática: Este tipo de fractura implica deformación plástica por deslizamiento, produciéndose gran absorción de energía y elevado alargamiento. En función del tipo de carga puede ser de tracción, de flexión, de cizalladura o de torsión.

Frágil por carga estática: Se produce por el crecimiento de grietas en planos normales a la dirección de la carga, caracterizándose por presentar escasa deformación plástica.

Frágil por carga estática mantenida: Se distingue entre corrosión-tensión, fragilización por hidrógeno, fragilización por metal líquido y fragilización por irradiación neutrónica.

Fatiga: Se dividen: en alto y bajo número de ciclos cuando sólo se tiene en cuenta el efecto mecánico; y en fatiga-corrosión y fatiga-temperatura, cuando se combinan los esfuerzos mecánicos que tienen lugar por fatiga con la corrosión o temperatura.

3.1.3.- Mecanismos de fractura

En los materiales ingenieriles se estudian básicamente dos tipos de fractura: frágil y dúctil. Esta clasificación está basada en la capacidad del material para experimentar deformación plástica, como se puede apreciar en la Fig.3.1.

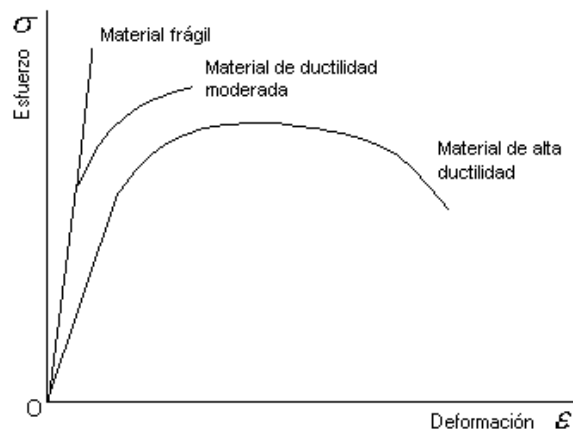


Fig.3.1. Diagrama Esfuerzo-Deformación para materiales dúctiles y frágiles

A continuación se desarrollan las diferencias entre estos dos tipos de fractura.

3.1.3.1.- Fractura frágil

La fractura frágil ocurre sin apreciable deformación plástica, y por propagación rápida de una grieta o fisura. La dirección del movimiento de la grieta es casi perpendicular a la dirección de la tensión aplicada y produce una superficie de fractura relativamente plana.

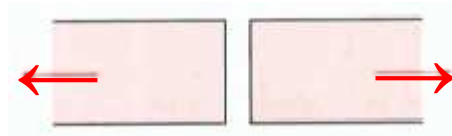


Fig. 3.2. Esquema de una fractura frágil sin ninguna deformación plástica

3.1.3.2.- Fractura dúctil

Las superficies de fracturas dúctiles tienen sus propios rasgos tanto a nivel macroscópico como microscópico. La Fig.3.3 muestra esquemáticamente dos perfiles macroscópicos característicos de esta fractura.

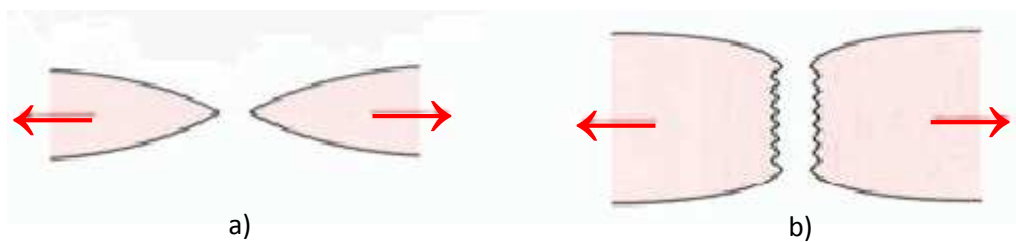


Fig. 3.3. Esquema de una fractura muy dúctil (a) y una moderadamente dúctil después de una cierta estricción (b)

La configuración mostrada en la Fig.3.3a se encuentra en metales muy blandos, tales como oro y plomo a temperatura ambiente, y en otros metales, polímeros y vidrios inorgánicos a temperaturas elevadas. Estos materiales son muy dúctiles y se rompen cuando la estricción se reduce prácticamente a un punto, presentando una reducción de área virtualmente igual al 100%.

Sin embargo, el tipo más común de perfil de fractura a tracción en los materiales dúctiles es el representado en la Fig.3.3b, en la cual la fractura es precedida por sólo una cantidad moderada de estricción.

3.2.- DEFECTOS Y CONCENTRACIÓN DE TENSIONES

La fractura frágil de materiales normalmente dúctiles, como la que se muestra en el Capítulo 2, Fig.2.1 (Accidente del Boeing 737-200 en 1988), ha puesto de manifiesto la necesidad de un mejor conocimiento de la Mecánica de la Fractura.

El conocimiento adquirido permite la cuantificación de la relación entre las propiedades de los materiales, los niveles de tensión, la presencia de defectos que producen grietas y los mecanismos de propagación de éstas.

3.2.1. Concentración de tensiones

La resistencia a la fractura experimental de la mayoría de los materiales de ingeniería es normalmente entre 10 y 1000 veces menor que el valor teórico. [3] En la década de los años veinte, A. A. Griffith propuso que esta discrepancia entre la resistencia cohesiva teórica y experimental podía ser explicada por la presencia de grietas microscópicas.

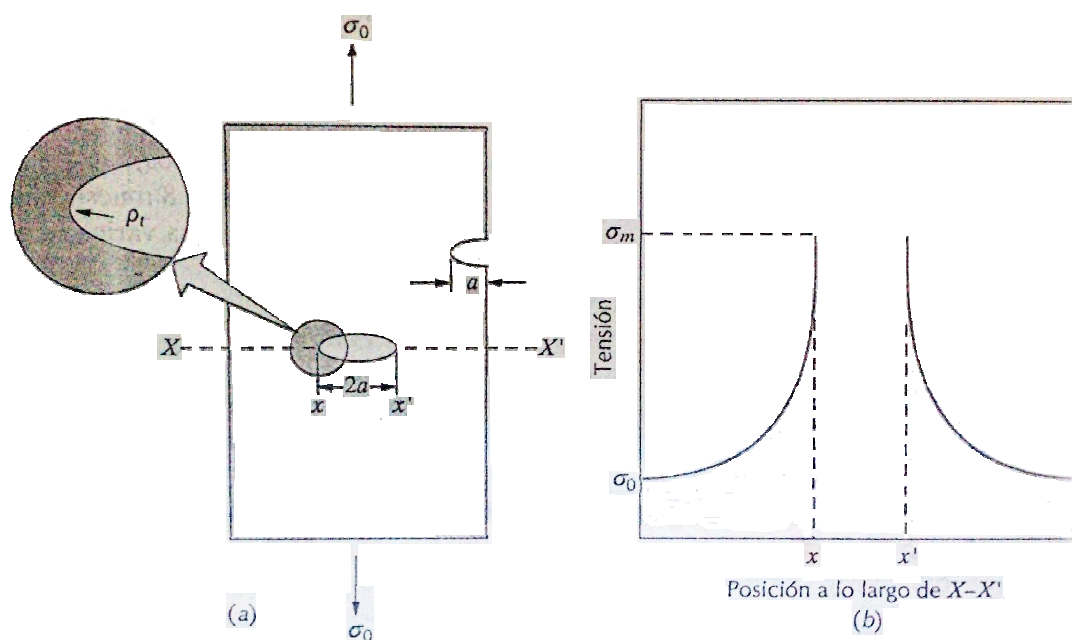
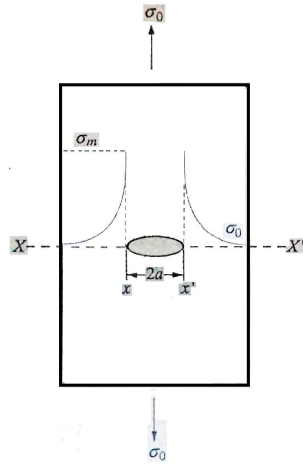


Fig.3.4. a) Geometría de grietas superficiales e internas. b) Perfil esquemático de la tensión a lo largo de la línea $X-X'$

Estos defectos afectan a la resistencia a la fractura debido a que una tensión aplicada puede ser amplificada o centrada en la punta del defecto, en un grado que depende de la orientación de la grieta y de la geometría. Este fenómeno se ve en la Fig.3.4b, donde se muestra el perfil de la tensión a través de la sección que contiene una grieta. Tal como

se ilustra mediante este perfil, la magnitud de la tensión localizada disminuye con la distancia a la punta de la grieta.

Si se supone que la grieta tiene una forma elíptica y está orientada con su eje mayor perpendicular a la tensión aplicada (σ_0), la tensión máxima en el extremo de la grieta, σ_m , puede ser aproximada mediante la ecuación:



$$\sigma_m = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \left(\frac{a}{\rho_t} \right)^{1/2}$$

Fig.3.5. Localización de la tensión máxima en la grieta

Donde ρ_t es el radio de curvatura de la punta de la grieta, y a representa la longitud de una grieta superficial, o bien la mitad de la longitud de una grieta interna.

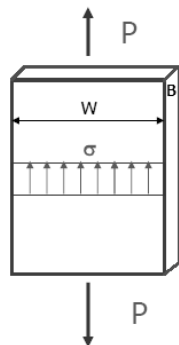
A menudo el cociente σ_m/σ_0 se denomina factor de concentración de tensiones K_t , el cual es simplemente una medida del grado con que una tensión externa es amplificada en el extremo de una grieta pequeña.

$$K_t = \frac{\sigma_m}{\sigma_0}$$

3.3.- MECÁNICA DE LA FRACTURA

3.3.1.- Criterios de diseño

En el caso del estudio de **componentes sin defectos**, el criterio convencional dice que un componente resistirá a las cargas aplicadas siempre que la tensión aplicada, σ , sea menor que la resistencia del material σ_R .

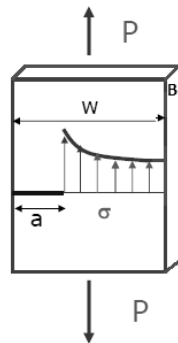


$$\text{Tensión media aplicada: } \sigma = \frac{P}{W \cdot B}$$

$$\text{Criterio de diseño: } \sigma < \sigma_R$$

Fig.3.6. Criterio convencional de diseño en un componente sin defectos

Sin embargo, ésta hipótesis no tiene validez en un **componente fisurado**, puesto que estos fallan bajo la aplicación de cargas inferiores a la tensión de rotura del material.



$$\text{Tensión media aplicada: } \sigma = \frac{P}{(W - a) \cdot B}$$

$$\text{Criterio de diseño: } K < K_c$$

Fig.3.7. Criterio convencional de diseño en un componente fisurado

Este fenómeno obliga a buscar alternativas a los criterios convencionales de diseño desarrollándose los criterios de fractura.

3.3.2.- Criterios de Fractura

Como se ha visto en el apartado anterior, para el caso de piezas fisuradas el estudio se centra en el criterio de fractura: $K < K_c$. A continuación se definen estos dos parámetros:

- K representa el Factor de intensidad de tensiones, el cual depende de las sollicitaciones a las que está sometida la pieza, y la geometría de la misma y su fisura, como muestra la siguiente expresión:

$$K = \beta \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi a}$$

Donde β es un parámetro adimensional que depende de la geometría de la pieza y de la grieta, y a es la longitud de fisura.

- Por otro lado, K_c representa la Tenacidad de fractura del material, y mide la resistencia de un material a la fractura frágil cuando una grieta está presente. Este valor depende del espesor de la probeta, de la temperatura y de la velocidad de sollicitación durante el ensayo.

3.3.3.- Modos de Fractura

La propagación de fisuras puede producirse de tres modos diferentes.

El primero de ellos, Modo I, representado en la Fig. 3.8, se denomina Modo de apertura y se caracteriza porque los labios de la fisura se desplazan en la dirección perpendicular al plano de la fisura en sentidos opuestos.

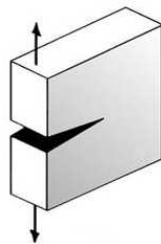


Fig.3.8. Modo I

En el segundo modo de propagación de fisuras, Modo II, de deslizamiento, los labios de la fisura se desplazan por el plano de la misma en la dirección longitudinal y sentidos opuestos, tal y como se muestra en la Fig.3.9.

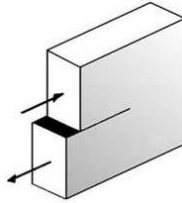


Fig.3.9. Modo II

Por último, en el Modo III de desgarro, los labios de la fisura se desplazan por el plano de la misma en la dirección transversal y en sentidos opuestos, Fig.3.10.

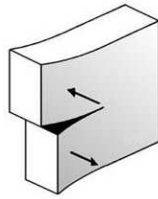


Fig.3.10. Modo III

En la práctica, un cuerpo fisurado puede estar sometido a cualquiera de estos tres modos, o combinación de dos o tres de ellos, siendo el Modo I el más habitual e importante, especialmente en los sólidos frágiles, ya que una grieta en un material de esta naturaleza tiende a buscar la orientación que minimiza la tensión de corte.

Capítulo 4.

MECÁNICA DE LA FÁTIGA

4.1.- FUNDAMENTOS DE FATIGA

4.2.- DIAGRAMA DE FATIGA S-N (STRESS - NUMBER OF CYCLES)

4.3.- COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA

4.4.- ESFUERZOS FLUCTUANTES

4.5.- DAÑO ACUMULATIVO

4.1.- FUNDAMENTOS DE FATIGA

Cuando un componente estructural se encuentra sometido a tensiones variables con el tiempo, puede fracturarse a tensiones mucho menores que aquellas que podría soportar bajo la aplicación de una carga estática. Dado que los elementos de máquina están con frecuencia sometidos a este tipo de solicitaciones, y que en la práctica totalidad de los casos su efecto es más perjudicial que el de las solicitaciones estáticas, el análisis del fenómeno de fatiga es de importancia decisiva para el diseño mecánico.

4.1.1.- Características de la rotura por fatiga

Es evidente que el origen de la rotura por fatiga es un punto de concentración de tensiones en la superficie de rotura.

La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo. Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos claramente diferenciadas. La Fig.4.1 ilustra un ejemplo clásico de la rotura por fatiga de un eje.

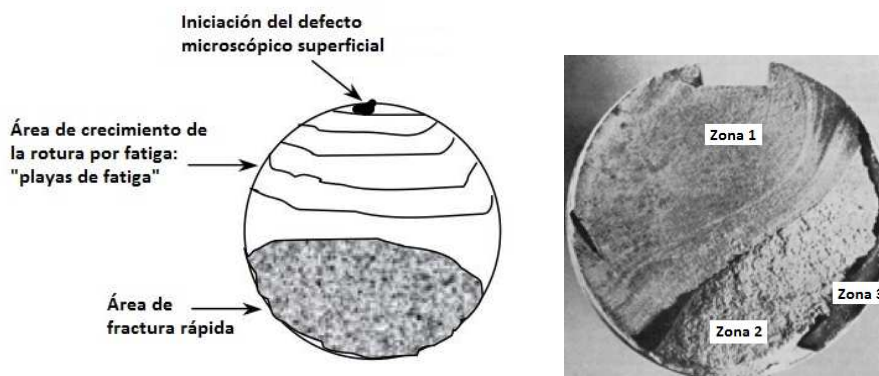


Fig.4.1. Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga

En esta figura se observan tres zonas diferentes:

- Zona 1: Es la zona con más sección, corresponde a la propagación lenta de la grieta (fuente de concentración de tensiones). Suele tener un aspecto liso y a veces es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura) una vez rota la pieza. La mayor o menor nitidez con las que aparecen estas líneas o estrías dependen de la naturaleza del material.
- Zona 2: Corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la sección del eje.
- Zona 3: Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga.

4.1.2.- Estadios de fatiga

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una etapa de iniciación, una de propagación estable y finalmente una de propagación acelerada que conduce al fallo del componente.

4.1.2.1.- ESTADIO I: Iniciación

Habitualmente en la superficie se encuentran zonas con altas cargas alternadas que producen deformaciones plásticas en los granos próximos a la superficie. Esta deformación se localiza en bandas persistentes de deslizamiento.

Cuando un grano, situado en la superficie, deforma, se genera un escalón en dicha superficie, que inmediatamente se oxida.

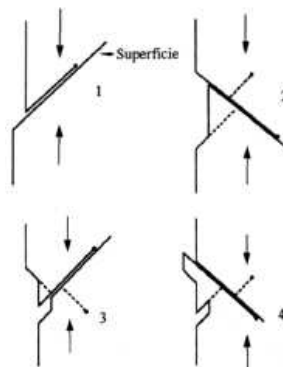


Fig.4.2. Formación de extrusiones e intrusiones superficiales previas a la iniciación de una grieta

Una vez oxidada la superficie del escalón resulta imposible invertir la deformación en ese plano. La deformación en sentido contrario deberá acontecer en otro plano, que obviamente forma otro escalón que se oxida y se suprime la deformación en este nuevo plano.

La repetición de este ciclo de deformación, oxidación y bloqueo acaba por formar protuberancias o entrantes en la superficie original del sólido que concentra tensiones. La situación se agrava y termina por aparecer una microgrieta a partir de estos defectos superficiales que se propaga a lo largo de las bandas persistentes de deslizamiento (formando 45° con la dirección de tracción).

En este estadio la microgrieta tiene mucha dificultad para atravesar los bordes de grano, y a menudo, sólo consigue progresar un grano y ahí se detiene. Si la carga es algo más alta o con suficiente número de ciclos, reinicia la propagación en el grano adjunto.

4.1.2.2.- ESTADIO II: Propagación estable

A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular al campo tractivo (modo I). Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material (Fig.4.3).

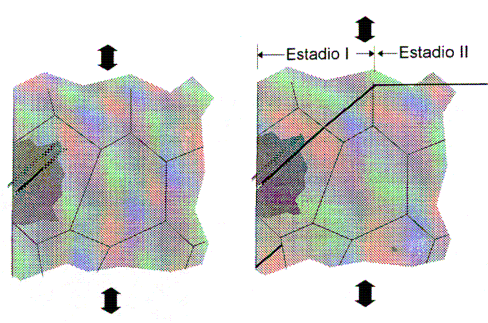


Fig.4.3. Reorientación de la grieta al modo I en el Estadio II de fatiga

A partir de este momento su propagación es estable y se ajusta a una ley potencial de intensidad de tensiones, de acuerdo a la ley empírica que propusieron Paris y Erdogan (1960):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_I^m$$

Donde a es el tamaño de la fisura, N el número de ciclos y C y m son constantes que dependen del material y del medio ambiente. ΔK_I es el rango del factor de intensidad de tensiones, calculado como:

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$$

K_{\max} y K_{\min} son los valores máximo y mínimo respectivamente del factor de intensidad de tensiones durante un ciclo de tensión. Como se ha comentado en el capítulo anterior, dependen de la geometría de la probeta y de la longitud de la fisura.

A medida que crece el tamaño de la grieta, si las tensiones alternantes son constantes, aumenta ΔK_I y en consecuencia su velocidad de crecimiento: da/dN .

4.1.2.3.- ESTADIO III: Propagación acelerada

Cuando la fisura alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de fisura, la propagación se convierte en catastrófica: la pieza rompe por clivaje o por coalescencia de microcavidades.

Este último estadio de la fatiga, en general, carece de interés: la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos en el Estadio III apenas cuenta en la vida de la pieza.

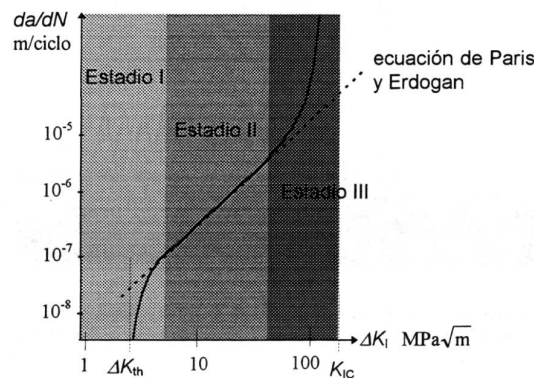


Fig.4.4. Estadios de fatiga sobre un diagrama de Paris

4.2- DIAGRAMA DE FATIGA S-N (STRESS - NUMBER OF CYCLES)

Al principio del estudio de la rotura por fatiga de elementos mecánicos se supuso que el origen de la misma se encontraba en alguna imperfección del material (discontinuidades, oclusiones, etc.). Para poder estudiar el fenómeno de fatiga se diseñó un ensayo en el cual se sometía a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo y se ponía a girar.

De esta forma y normalizando las características geométricas de la probeta y ambientales del laboratorio surgió el ensayo de viga rotatoria.

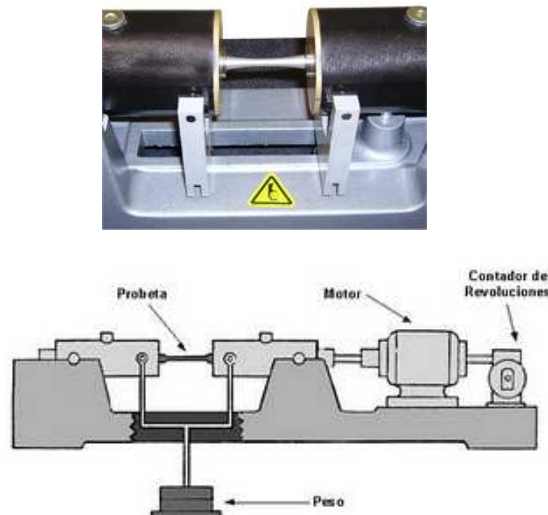


Fig. 4.5. Máquina empleada en el ensayo de viga rotatoria a fatiga

Realizando este ensayo múltiples veces (mínimo 8 ensayos) modificando el esfuerzo de flexión, obtenemos el número de ciclos que dura la probeta.

La curva obtenida es la llamada curva de Wöhler, curva de fatiga o simplemente curva S-N, que representa la duración de la probeta, expresada en número de ciclos hasta la rotura, N , en función de la tensión aplicada.

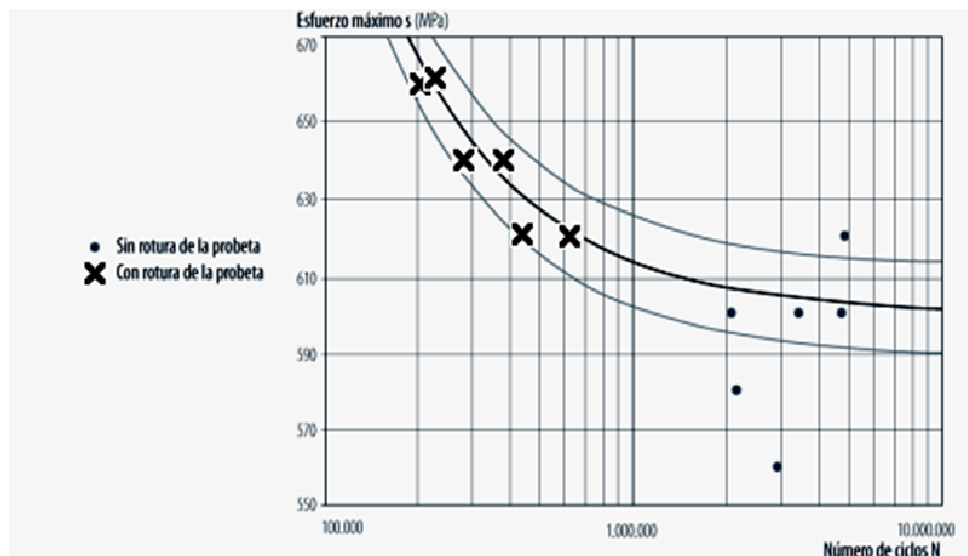


Fig.4.6. Curva de Wöhler para un acero de calidad S700MC AM FCE

El esfuerzo que se registra en el eje de ordenadas se corresponde con la carga constante de flexión que se aplica a la probeta, para esa carga, se anota el número de revoluciones de la viga que se requieren hasta el fallo, obteniendo así un punto del diagrama. Se continúa procediendo de la misma manera pero disminuyendo la carga aplicada a la probeta hasta conseguir la curva completa.

4.2.1.- Zonas en el diagrama de fatiga

El diagrama de fatiga en los materiales férreos suele tener tres zonas claramente diferenciadas, como puede verse en la Fig.4.7.

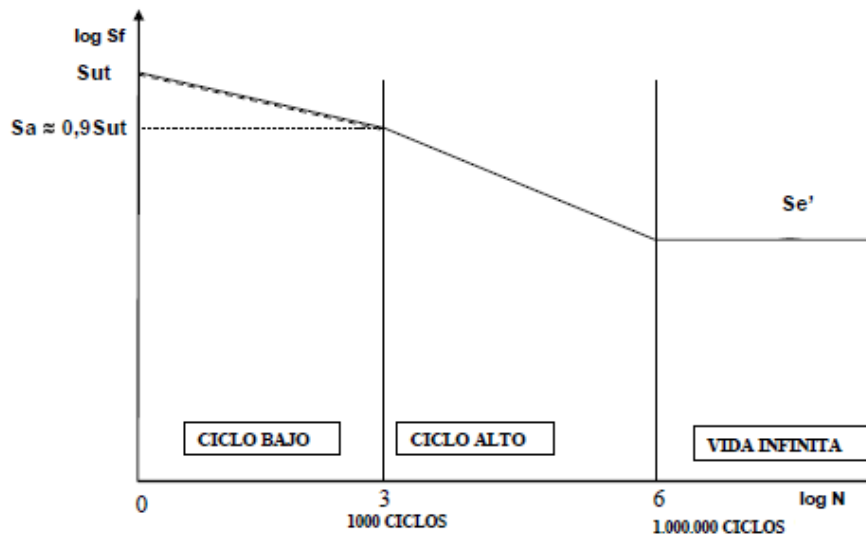


Fig. 4.7. Diagrama de fatiga o curva S-N

- Zona de ciclo bajo: Se sitúa normalmente por debajo de los 10^3 o 10^4 ciclos, dependiendo de los autores. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia.
- Zona de ciclo alto: Hasta 10^6 o 10^7 ciclos para los aceros, según autores. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.
- Zona de vida infinita: Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o *límite de fatiga sin corregir* (S_e').

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta rotatoria (S_e'). Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones:

- Hierros y aceros forjados:

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$$

- Aceros colados:

$$S'_e = 0.45 \cdot S_{ut} \quad S_{ut} \leq 600 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 275 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 600 \text{ MPa}$$

4.3.- COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA

Los valores de la resistencia y el límite de fatiga comentados en el apartado anterior son válidos para las condiciones que indican los protocolos de los ensayos normalizados. Estas probetas son de reducido tamaño, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos.

Además, las condiciones ambientales durante el ensayo también están controladas, se cuida con especial atención que no se introduzcan efectos de carga no deseados, como por ejemplo los debidos a vibraciones inducidas por el motor de arrastre o del soporte, etc.

Sin embargo, una pieza cualquiera de una máquina tiene un tipo de construcción y una forma de trabajo que no se parecen casi nunca a las de la probeta. Es por ello por lo que en la práctica se recurre a la utilización de coeficientes modificativos, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza.

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria (S'_e), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina *Ecuación de Marín*.

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S'_e$$

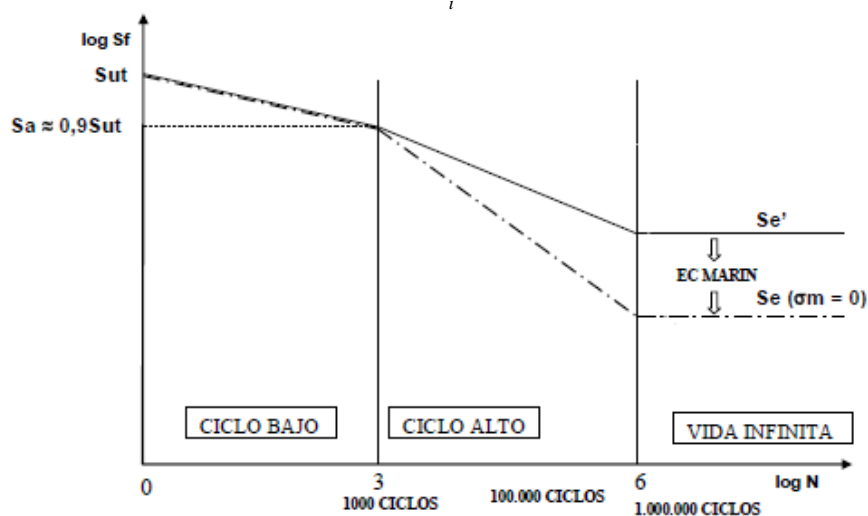


Fig.4.8. Diagrama de fatiga o curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula

Los coeficientes K_i (obtenidos experimentalmente) son los siguientes:

- K_a : Factor de acabado superficial
- K_b : Factor de tamaño
- K_c : Factor de confiabilidad
- K_d : Factor de temperatura
- K_e : Factor de concentración de tensiones
- K_f : Factor de efectos diversos

En numerosas ocasiones, los grupos de ingeniería con experiencia saben estimar de forma empírica un valor aceptable de estos factores de forma global, junto con un coeficiente de seguridad apropiado.

En ausencia de esa experiencia, lo más conveniente es utilizar los valores recomendados, y finalmente, en la fase de ensayo de prototipos y en la observación del comportamiento de las piezas en servicio, corroborar si la elección realizada ha sido adecuada o no.

A continuación se desarrollan cada uno de esos factores.

4.3.1. Factor de acabado superficial. K_a

La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de tensiones en la misma.

El valor de K_a se obtiene de la siguiente correlación:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b se obtienen de la Tabla 4.1.

Acabado superficial	Coeficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Tabla 4.1. Coeficientes a y b en función del acabado superficial

El factor K_a se puede obtener también directamente de la siguiente gráfica.

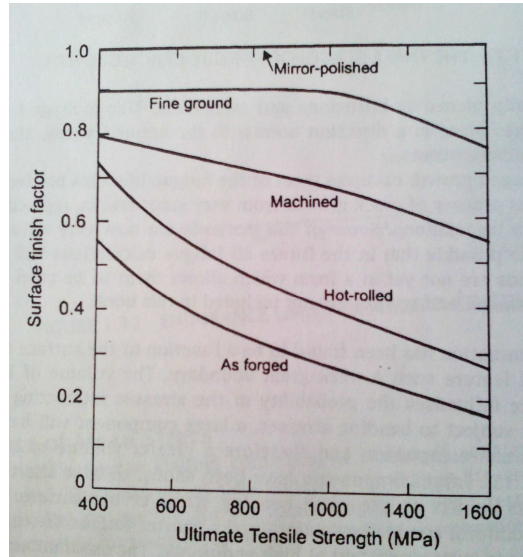


Fig.4.9. Factor de acabado superficial en función del acabado superficial y la resistencia última a tracción.

4.3.2. Factor de tamaño. K_b

Los diámetros de las probetas normalizadas de los ensayos son de 7.5 y 12.5 mm. Obviamente, los ejes que se quieran estudiar pueden tener valores de diámetros muy diferentes, presentándose la tendencia general que, cuanto mayor es el diámetro, menor es el límite de fatiga.

Para el cálculo de este factor de tamaño se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

a) En el caso de carga axial, según algunos autores $K_b=1$ para cualquier diámetro. Sin embargo para otros se tiene que:

$$K_b = 1 \quad d < 10 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.6 - 0.7 \cdot d \text{ (según excentricidad)} \quad d \geq 10 \text{ mm}$$

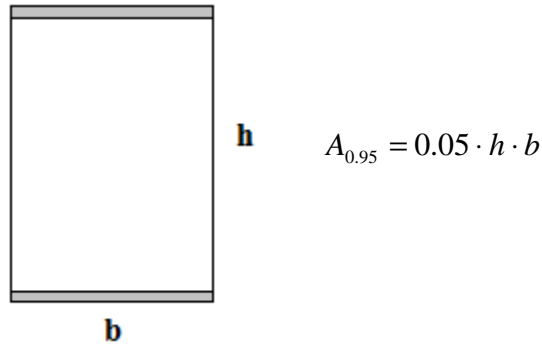
b) En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad 52 \leq d \leq 250 \text{ mm}$$

c) Por último, puede darse el caso de que el elemento mecánico sometido a estudio no tenga sección circular, en este caso se procede a calcular el diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se determina a partir del $A_{0.95}$, que se define como: el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto.

En el caso de una pieza con sección rectangular, este área se corresponde con la parte coloreada de la figura:



Teniendo en cuenta que el área de 95% del esfuerzo de una sección circular de diámetro d_e sometida a flexión rotatoria, viene dada por:

$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4} [d_e^2 - (0.95 \cdot d_e)^2] = 0.0766 \cdot d_e^2$$

Iguando las dos expresiones, se obtiene el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076} \cdot h \cdot b} = 0.808 \sqrt{h \cdot b}$$

Una vez calculado el diámetro efectivo se podría calcular el factor de tamaño con las correlaciones antes descritas.

4.3.3. Factor de confiabilidad. K_c

Como ya se ha comentado, es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón, existe el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo.

Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la siguiente tabla:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Tabla 4.2. Factor de confiabilidad

4.3.4. Factor de temperatura. K_d

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

La obtención del K_d resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo.

$$K_d = 1$$

$$T \leq 450^\circ C$$

$$K_d = 1 - 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450)$$

$$450^\circ C \leq T \leq 550^\circ C$$

4.3.5. Factor de concentración de tensiones. K_e

Es muy común encontrar elementos mecánicos con agujeros, ranuras, chavetas, y otra serie de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia que puedan llegar a tener estas discontinuidades se evalúa mediante el factor de concentración de tensiones.

Es importante indicar que la naturaleza del material influye en la necesidad de tener en cuenta este factor, diferenciando así el estudio de un material dúctil de otro frágil.

Por un lado, un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo, si este mismo material se encuentra sometido a cargas estáticas el efecto de la concentración de tensiones se considerará nulo.

Si el material es frágil, alrededor de la entalla la concentración de tensión alcanza valores muy elevados. El tipo de rotura es frágil, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas dinámicas como estáticas.

La evaluación del factor K_e se realiza siguiendo los pasos que se desarrollan a continuación:

i) Cálculo de K_t (factor de concentración de tensiones teórico) por configuración geométrica. Con gráficas similares a las de las Figuras 4.10 y 4.11 a modo de ejemplo.

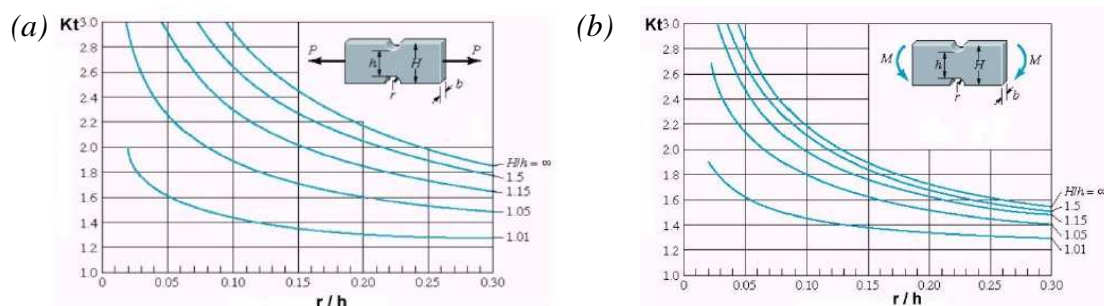


Fig.4.10. Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometida a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b)

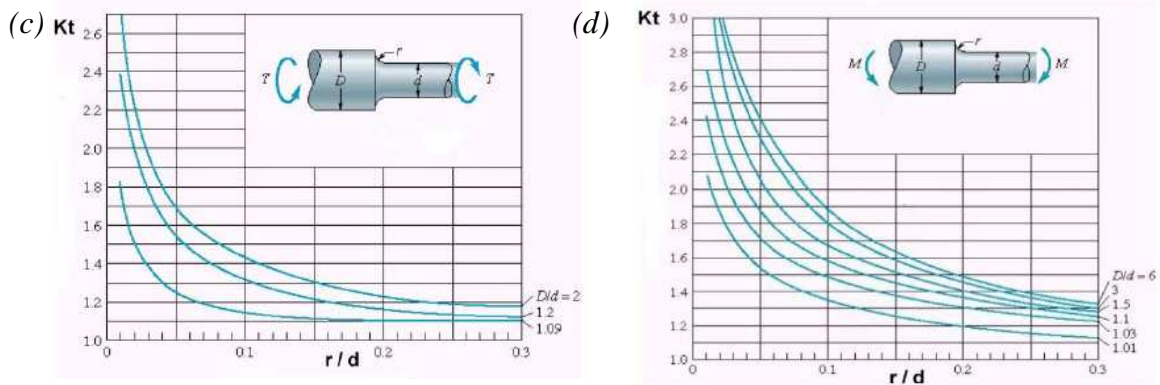


Fig.4.11. Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión (c) y en flexión (d)

Como se observa en estas gráficas, el factor K_t depende tanto de la forma geométrica del elemento (sección circular, rectangular), como del tipo de discontinuidad (agujeros transversales, muescas, estrechamientos de sección), y como del tipo de esfuerzo al que se ven sometidos (tracción simple, flexión simple, torsión).

ii) Especificando el material se obtiene q (factor de sensibilidad a las ranuras), con ayuda de las gráficas de las Figuras 4.12 y 4.13, en función de la naturaleza de las cargas a las que esté sometido el elemento mecánico.

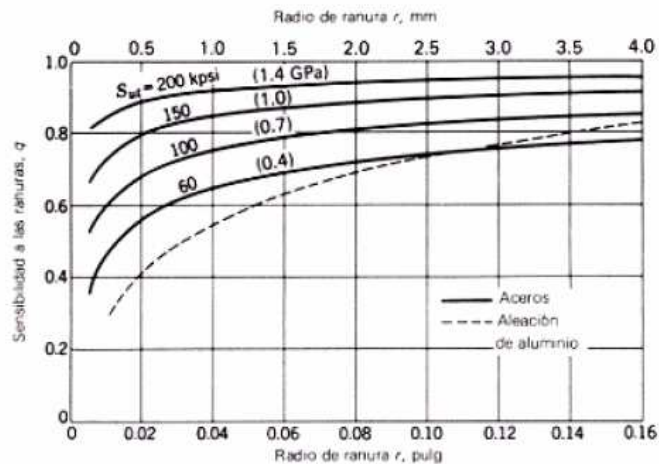


Fig.4.12. Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes

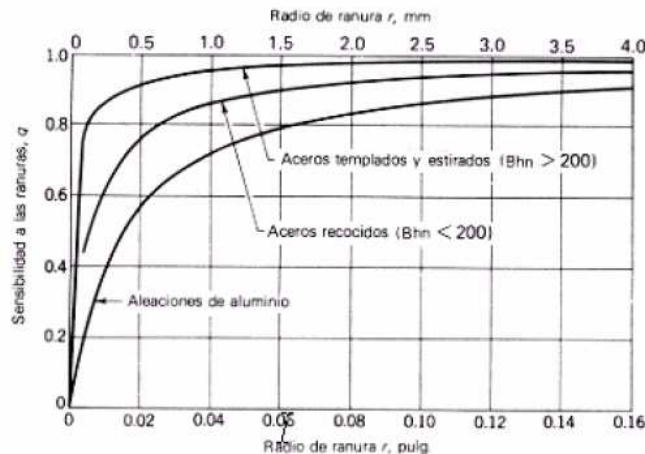


Fig.4.13. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes

iii) Obtención de \mathfrak{R}_f (factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga) mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\mathfrak{R}_f - 1}{K_t - 1}$$

iv) Finalmente se obtiene el factor de concentración de tensiones K_e como la inversa de \mathfrak{R}_f :

$$K_e = \frac{1}{\mathfrak{R}_f}$$

4.3.6. Factor de efectos diversos. K_f

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se comentan algunos de los aspectos más importantes a tener en cuenta con este tipo de factor.

- Esfuerzos residuales o remanentes

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos. Hay operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite a fatiga del componente al introducir tensiones residuales de compresión.

- Características direccionales operacionales

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.

- Efectos del temple superficial

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo. En la Fig.4.14, se muestra la distribución, normalmente triangular, de las tensiones de una barra sometida a flexión o torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo. En este caso, el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque el esfuerzo σ o τ (según corresponda) en el radio exterior del núcleo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

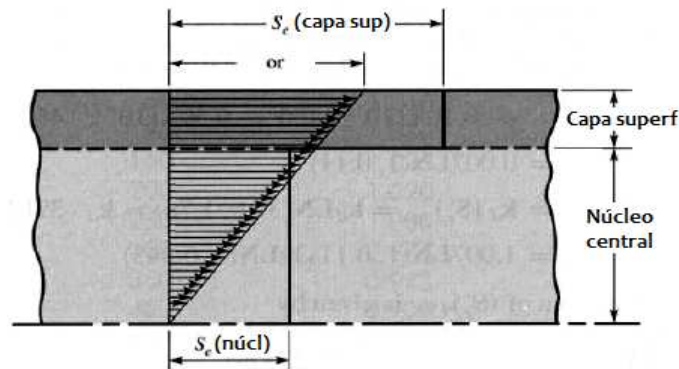


Fig.4.14. Pieza con temple superficial en flexión o torsión

- Efectos de corrosión

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

El estudio de sus efectos es de vital importancia, ya que existen una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

- Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Así, por ejemplo en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de hasta el 50%. Sin embargo el galvanizado (recubrimiento con zinc) no afecta.

- Corrosión por apriete (fretage)

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes, etc. La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura, y eventualmente, fatiga.

4.4.- ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza.

Siendo $F_{máx}$ la fuerza mayor y F_{min} la fuerza menor, se definen las fuerzas medias (F_m) y alternantes (F_a) como:

$$F_m = \frac{F_{máx} + F_{min}}{2} \qquad F_a = \left| \frac{F_{máx} - F_{min}}{2} \right|$$

Las componentes del esfuerzo, a partir de las fuerzas anteriores, se definen como:

- σ_{min} = Tensión mínima
- $\sigma_{máx}$ = Tensión máxima
- σ_a = Tensión alternante, amplitud de la tensión
- σ_m = Tensión media
- σ_r = Intervalo total de tensión
- σ_s = Tensión estática o estacionaria

Algunas de las cuales, pueden verse en la siguiente figura:

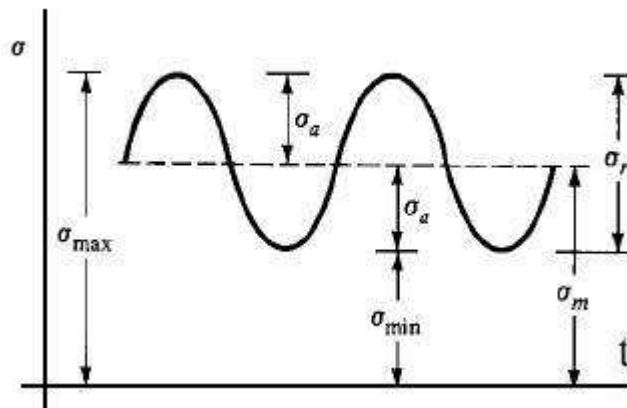


Fig. 4.15. Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal

El procedimiento a seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{min}}{2} \qquad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media), y otro de carga alternante, es decir, con inversión completa (que será producido por la componente alternante).

El problema se tratará buscando una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de la tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia.

4.4.1. Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo

Muchos elementos de máquinas poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes.

En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa ($\sigma_m = 0$), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

4.4.1.1.- Criterio de Goodman

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ut} . De esta manera la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

4.4.1.2.- Criterio de Soderberg

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{yt}$. Para tensiones medias la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a N ciclos se establece como:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

4.4.1.3.- Criterio de Gerber

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

En la Fig. 4.16 se pueden apreciar los distintos criterios, y las diferencias entre ellos.

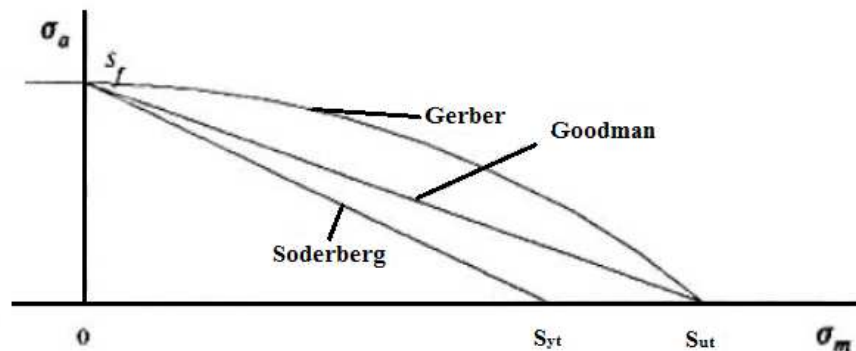


Fig. 4.16. Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber

Según la Fig.4.16, cuando el punto representativo del estado tensional (σ_m, σ_a) está situado por debajo de las curvas, se tiene seguridad para la duración considerada. Si está sobre la curva correspondiente, cabe esperar el fallo tras esa duración. Y por último si está por encima, el fallo se producirá antes de la duración determinada.

El criterio de Soderberg previene contra el fallo por fluencia, en el sentido de que seguridad a fatiga conlleva seguridad a fluencia, es decir, asegura que la tensión máxima nunca superará el valor de la resistencia a fluencia. Sin embargo, esto no ocurre con las otras dos teorías.

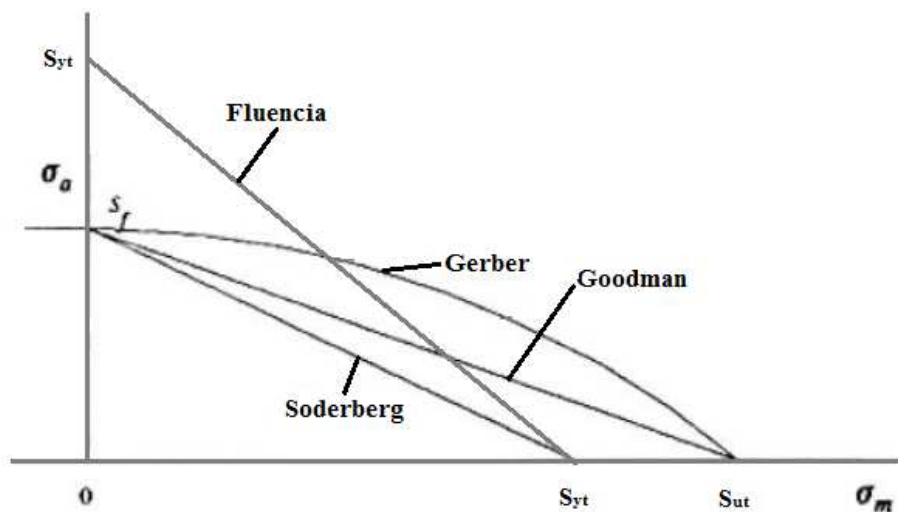


Fig. 4.17. Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y recta de fluencia

En el supuesto caso de tener tensión alternante nula y tensión media inferior a S_{ut} , pero superior a S_{yt} , según Goodman y Gerber no se produciría la rotura, y sin embargo se habría alcanzado la fluencia.

La explicación radica en que en estos casos el material rompe por fluencia y no por fatiga.

4.4.2.- Línea de carga

En la mayor parte de los sistemas mecánicos, las propias características de funcionamiento hacen que las variaciones de la tensión alternante solo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Por ejemplo, en el caso de las tensiones sufridas por el diente de un engranaje. En la zona de engrane, la base del diente está sometida a un esfuerzo de flexión, mientras que en la zona de no engrane, el diente está libre de esfuerzos. Esto implica que el diente está sometido a unos esfuerzos fluctuantes entre un valor determinado y cero, lo que a su vez quiere decir que las tensiones medias y alternantes serán igual a la mitad de la tensión máxima. En caso de existir una sobrecarga, la tensión alternante aumentará, pero también lo hará la tensión media, y en este caso, manteniéndose ambas iguales. De esta forma, no es posible un aumento de la tensión alternante sin un aumento igual de la media.

Se llama línea de carga a la representación en un diagrama $\sigma_m - \sigma_a$ de los posibles estados tensionales del sistema que se analiza, cuando la carga externa experimenta variaciones, también físicamente posibles, de acuerdo con la naturaleza del sistema.

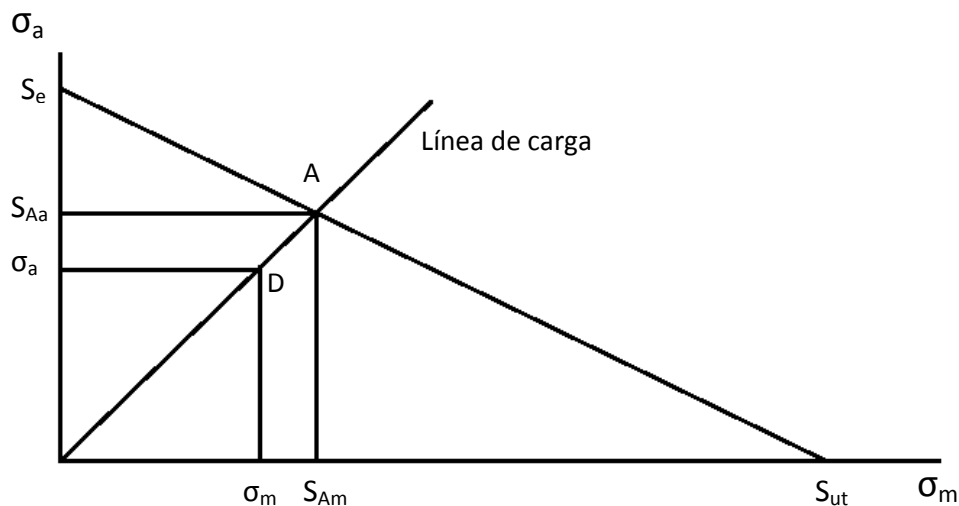


Fig. 4.18. Línea de carga en el Diagrama de Goodman para vida infinita

El punto A representa la situación en la que se produce el fallo, en el caso de deseñar vida infinita.

Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el número por el que se ha de multiplicar la carga, y por tanto, las tensiones a las que afecta, hasta que las tensiones media y alternante fuesen las correspondientes al punto límite A. Como el punto A verifica la ecuación de Goodman se tiene que:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1$$

Si la carga externa se multiplica por un factor n para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño (punto D) también se multiplicarán por el mismo factor.

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

Por tanto:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

De esta manera queda definido el coeficiente o factor de seguridad n.

El procedimiento expuesto también es válido para otros criterios de fallo. Si, por ejemplo, se hubiese elegido el criterio de Gerber, el factor de seguridad se obtendría de la ecuación:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

4.5.- DAÑO ACUMULATIVO

El problema de daño a fatiga está asociado a la acumulación de daño en la estructura del material, y dado que muchas solicitaciones reales no son tan exactas como para responder a los patrones que se han comentado hasta ahora, es necesario establecer un patrón de análisis que permita evaluar el proceso de daño ante la presencia de solicitaciones como la de la Fig. 4.19.

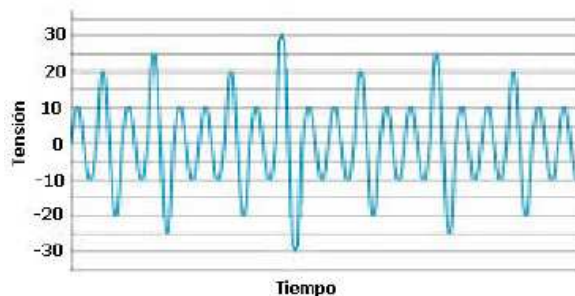


Fig.4.19. Secuencia de tensiones con amplitudes y componentes medias variables

Existen distintos modelos propuestos para predecir la vida a fatiga de los componentes que se hallan en servicio sometidos a sollicitaciones de amplitud variable. Entre los distintos modelos el más simple es la ley de acumulación de daño lineal de Palmgren y Miner. Sin embargo, este modelo presenta el serio inconveniente de que, al no tener en cuenta el efecto ejercido por el orden de aplicación de los ciclos puede conducir a errores importantes en la valoración de la vida en servicio de un equipo.

En un intento de superar estas limitaciones se han desarrollado otros métodos, que sí tienen en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos sobre el daño acumulado. Estos métodos se analizan a continuación, junto con la ley de Palmgren-Miner, comentando las mejoras que introducen con respecto a ella.

4.5.1. Modelos de acumulación de daños de fatiga

En este apartado se analizan estos modelos centrándose fundamentalmente en aquellos que parecen ofrecer una mayor precisión en sus predicciones o han alcanzado un mayor grado de utilización.

4.5.1.1. Modelos de acumulación lineal de daño

El modelo más utilizado en la predicción del daño acumulado es el propuesto por Palmgren y Miner. Su popularidad se debe en gran medida a la sencillez de cálculo.

Este modelo se basa en dos supuestos:

i) La aplicación de n_i ciclos consume una fracción de vida igual al cociente n_i/N_i . Donde N_i es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuado en las mismas condiciones de tensión media y amplitud de tensión.

$$d_i = \frac{n_i}{N_i}$$

ii) El fallo del componente se producirá cuando la suma de todas estas fracciones de vida alcance la unidad.

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \geq 1$$

Sin embargo, este modelo presenta el inconveniente de que al no tener en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos, puede conducir a predicciones erróneas. La facilidad de aplicación representa su mayor atractivo, pero ante este riesgo de cometer errores en la predicción de vida a fatiga de componentes parece oportuno introducir alguna modificación que permita alcanzar una mayor precisión.

En este sentido se han propuesto diferentes métodos que tienen en común el no cuestionar la acumulación lineal de daño, aunque intentan introducir el efecto ejercido sobre la vida a fatiga por la secuencia de aplicación de las cargas de diversas formas. Es

interesante destacar por ejemplo, que se ha establecido un valor de la suma de las fracciones de vida distinto de la unidad, que el efecto de daño de fatiga se considere como el provocado por una entalla que se hubiera introducido en el material o que, dado que los ciclos de mayor amplitud generan unas tensiones residuales en el fondo de la grieta, afectando a su posterior progresión bajo los ciclos menores, el número de ciclos a rotura a utilizar en el cálculo no sea el obtenido en ensayos de amplitud constante sino en los efectuados sobre probetas a las que se ha aplicado una precarga de un nivel igual a la tensión máxima de la secuencia real de ciclos, de forma que induzca una tensión residual similar.

4.5.1.2. Modelos de acumulación no lineal de daño

Es evidente que cualquier modelo que proponga una acumulación no lineal del daño conducirá a una ley que venga expresada por una curva en lugar de por la recta característica de una acumulación lineal.

De todas las formulaciones de la curva de daño, muy probablemente, la que ha recibido mayor aceptación ha sido la realizada por Manson y Halford en 1981. El concepto de la curva de daño establece que la acumulación de éste se produce siguiendo la curva asociada con el nivel de vida (o de tensión aplicada) correspondiente.

Esto supone, según la Fig.4.20, que si el primer bloque de ciclos de amplitud constante incrementa el daño desde cero hasta el nivel correspondiente al punto A, cualquier daño que se produzca en otras condiciones de tensión deberá partir desde este mismo nivel (punto B) y seguir la curva obtenida para la nueva tensión.

Si se varía de nuevo el nivel de tensión de los ciclos de fatiga, el proceso prosigue de una forma similar hasta el momento en que se produce la rotura (nivel de daño 1).

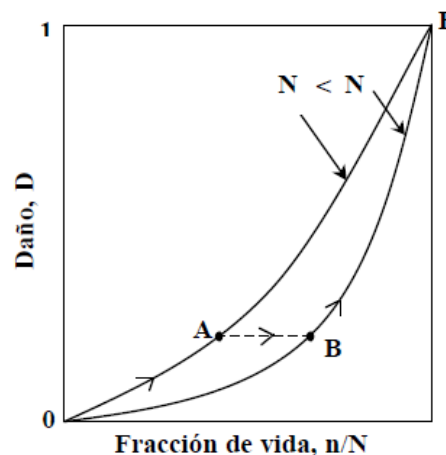


Fig.4.20. Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada

La Fig.4.20 muestra de forma esquemática el proceso de acumulación del daño de fatiga, en ella se observa claramente el efecto ejercido por el orden de aplicación de ciclos.

Si el primer bloque de ciclos se aplica a un nivel de tensión elevado, se llega hasta el punto A, y si en ese punto se reduce el nivel de la tensión, se pasa del punto A al punto B para seguir en esta nueva curva hasta la rotura. En este caso, la suma de las relaciones entre



el número de ciclos aplicados y aquellos que conducen a la rotura en fatiga de amplitud constante, omite el tramo AB , y será por tanto, inferior a la unidad.

Sin embargo, en el caso de que la aplicación de los ciclos se produzca en el orden inverso, este tramo AB se incluirá dos veces, por lo que la suma total de las fracciones de vida será mayor que uno.

La aplicación por parte de Manson y Halford de la curva de daño propuesta a la predicción de vida a fatiga de amplitud variable de materiales tan diferentes como un acero maraging 300 CVM, un acero de baja aleación AISI 4130, una aleación Ti-6Al-4V o una aleación de aluminio, conduce a unos resultados altamente satisfactorios, hallándose en la gran mayoría de los casos muy próximos los valores previstos y los resultados experimentales.

Capítulo 5.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

5.1.- DESCRIPCIÓN

5.2.- HERRAMIENTAS A UTILIZAR

5.3.- METODOLOGÍA

5.1.- DESCRIPCIÓN

Como se ha visto en los anteriores capítulos, es muy importante considerar el fenómeno de la fatiga en elementos y componentes mecánicos durante su vida útil. El hecho de considerar esos aspectos ya en el diseño de los componentes, o analizar sus respuestas a cargas cíclicas sin la necesidad de desmontar los equipos por ejemplo, cobra cada vez mayor importancia por la disminución en los costes y en los tiempos de mantenimiento y producción. Derivando esto al fin y al cabo en aumento del rendimiento y la productividad de los procesos.

El objetivo de este trabajo es realizar el análisis de un eje ferroviario. Debido simplemente a la rotación que experimenta en funcionamiento, ya se encuentra sometido a un proceso de fatiga. Para este estudio se va a utilizar el software de diseño paramétrico Pro Engineer, cuyo funcionamiento, ventajas y detalles se explican en apartados posteriores.

El eje ferroviario sujeto a estudio es el que se muestra en la figura. Se trata de uno de los ejes de un vagón de mercancías. En el Capítulo 8 se detalla el problema en profundidad.

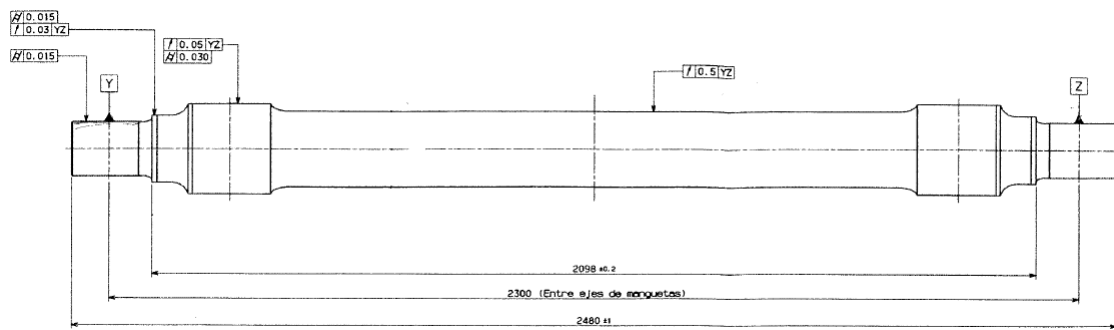


Fig.5.1. Eje ferroviario sometido a estudio (Fuente: CAF)

5.2.- HERRAMIENTAS A UTILIZAR

El objetivo principal de este trabajo es realizar el análisis mediante el software Pro Engineer Wildfire 5.0., utilizar este programa para el diseño, análisis estático y simulación a fatiga del eje ferroviario descrito anteriormente creando una metodología de trabajo para estudios posteriores. Debido a la reciente implantación en la Universidad Carlos III de Leganés de este software, se ha decidido realizar algunos estudios previos para corroborar la veracidad de los resultados obtenidos. Para ello se va a utilizar ANSYS V11, para realizar estudios paralelos y poder analizar así las respuestas de Pro Engineer.

5.2.1. Pro Engineer Wildfire 5.0

El software elegido para el análisis del eje ferroviario que ocupa este proyecto es Pro Engineer Wildfire 5.0. Pro Engineer es un software de diseño paramétrico con potentes prestaciones integradas en diseño 3D, análisis y fabricación. Una de sus principales

ventajas es que las aplicaciones integradas permiten desarrollar todo el proceso desde la concepción hasta la fabricación de una pieza o componente.

Pro Engineer Wildfire 5.0 ofrece amplias prestaciones en diseño y análisis con la finalidad de reducir los errores, ahorrar tiempo, y recortar costes debidos al uso de distintas herramientas sin conexión entre sí.



Fig.5.2. Aplicaciones integradas de Pro Engineer Wildfire 5.0

En este caso, se realiza el diseño y la simulación principalmente. Aunque es importante destacar que en análisis como estos, una de las ventajas de Pro Engineer es la posibilidad de rediseñar *fácilmente* el componente si los análisis y simulaciones demuestran fallos o zonas críticas de diseño, o al menos, identificar de manera rápida y sencilla cuáles son esas zonas críticas, y así poder estudiar, todavía en la fase de diseño, las diferentes soluciones que el diseño en 3D podría ofrecer.

5.2.1.1.- Capacidades de Pro Engineer

Como ya se ha comentado, Pro Engineer es un software que pertenece a la categoría de CAD/CAM/CAE, y sus capacidades se pueden dividir principalmente en tres: diseño, análisis y manufactura.

En cuanto al **Diseño**, este software ofrece una amplia variedad de herramientas que hacen posible la generación de una representación digital completa del producto que está siendo diseñado. Además de las herramientas generales de diseño, ofrece también la posibilidad de generar geometrías de otras disciplinas de diseño integradas, tales como tuberías industriales y estándares y definiciones completas de cableado. Entre las prestaciones completas de geometría también se incluyen el modelado de sólidos, chapa y conjuntos, creación de superficies técnicas y de forma libre, piezas soldadas, estructuras metálicas y mecanismos.

Dentro de los **Análisis** posibles en Pro Engineer, se encuentran herramientas capaces de realizar análisis térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga, junto con otras herramientas diseñadas para ayudar con el desarrollo del producto. Estas herramientas incluyen por ejemplo factores humanos, tolerancias de fabricación o flujo del molde.

La capacidad de **Manufactura** de Pro Engineer reside en las soluciones de Control Numérico y de herramientas de Pro Engineer que permiten a los fabricantes crear herramientas, trayectorias de herramientas de CN y programas de inspección mientras se realiza el trabajo de diseño de productos. Al compartir y usar directamente los diseños de

Pro Engineer, los ingenieros de producción y de creación de herramientas participan en el proceso en una fase temprana y pueden influir en los diseños antes de su finalización.

5.2.1.2.- Sistema de prototipado rápido

Otra de las características más interesantes que posee este software, es la posibilidad de reproducir modelos y prototipos directamente a partir del modelo sólido en 3D, generando archivos en formato STL. Este formato aproxima el modelo sólido por pequeños triángulos o facetas, y el sistema de prototipado rápido genera la pieza a partir de la unión aditiva de líquidos, capa por capa, a partir de secciones transversales de la pieza obtenidas del modelo 3D.

Durante la realización de este trabajo se ha tenido acceso a una máquina de este estilo, como la que se ve en la Fig.5.3, y se ha considerado interesante detallar el funcionamiento y proceso de impresión de una pieza en tres dimensiones.



Fig.5.3. Impresora 3D DIMENSION

Los pasos a seguir para realizar un prototipo son los siguientes:

i) Generación de archivo .stl

El formato de archivo estándar del prototipado rápido es el archivo .stl. Este archivo utiliza una malla de pequeños triángulos sobre las superficies para definir la forma del objeto. El .stl es un formato de salida estándar para la mayor parte de los programas CAD y el número de triángulos a utilizar puede ser definido por el usuario.

Para generar este tipo de archivo, basta con guardar una copia del modelo que se quiera reproducir eligiendo en el tipo de archivo “*STL (*.stl)*”.

Aparece entonces la ventana de la Fig.5.4, donde Pro Engineer ofrece las opciones de formato y control de desviación.

- En cuanto a las opciones de formato, la calidad del fichero .stl es independiente de si este se genera en formato Binario o ASCII, sin embargo, hay que tener presente que para el mismo número de facetas y en consecuencia de “calidad” de fichero el formato ASCII puede pesar entre 10 y 15 veces más que exactamente la misma información salvada en formato Binario.

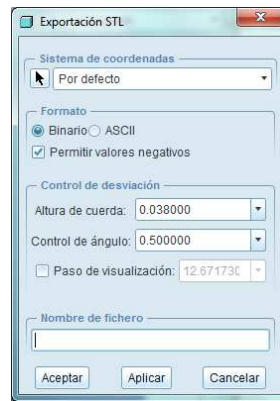


Fig.5.4. Parámetros para exportar un archivo en formato .stl

- En cuanto al control de desviación, la altura de la cuerda se refiere al máximo error aceptado por el usuario entre la superficie teórica de la geometría y la cara triangularizada de la adaptación facetada. El programa establece un valor mínimo dependiendo de la pieza. El valor de control de ángulo indica el ángulo máximo de barrido de los triángulos de facetado al adaptarse a una superficie curva, un valor típico puede ser 0.5° .

ii) Cargar el formato .stl en la impresora 3D

Con el software apropiado se procede a cargar el fichero .stl que se ha creado. En este software es posible elegir algunas opciones de modelado, como pueden ser:

- Espesor de la capa de material: Se puede elegir entre 0.178mm y 0.254mm, dependiendo de la geometría y la resolución perseguida en el modelo.
- Densidad del modelo: Se puede elegir entre un modelo sólido o un modelo tipo nido de abeja, utilizado sobre todo para modelos de gran tamaño.
- Orientación de la pieza: El software cuenta con una opción *auto orientable* para los modelos, con el objetivo de minimizar el material utilizado en función de la geometría de la pieza. De todos modos, es posible orientar la pieza como se desee, en función de obtener mayor resistencia en un sentido por ejemplo.

iii) Materiales utilizados en la construcción del modelo

Las máquinas de prototipado rápido como la de la Fig.5.3 utilizan dos tipos de material:

- El material de modelado, un plástico ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) muy resistente al impacto, y tenaz incluso a baja temperatura. El ABS tiene baja absorción de agua, lo que implica una buena estabilidad dimensional, importante en procesos de este tipo.
- El material de aporte, es una resina que se utiliza por ejemplo para ejercer de “andamio” para poder alcanzar superficies elevadas del modelo, así como para rellenar espacios necesarios para continuar con la construcción.

iv) Limpieza final

Una vez que el prototipo ha quedado modelado con los dos tipos de material, la muestra se introduce en una solución alcalina, que consume el material de aporte y deja el prototipo listo para su uso.

El aspecto final de una pieza tipo podría ser el de la Fig.5.5.



Fig.5.5. Piezas modeladas mediante la técnica de prototipado rápido

5.2.2. ANSYS VII

ANSYS es un programa de elementos finitos capaz de resolver numéricamente una amplia variedad de problemas mecánicos.

El método de los elementos finitos es un método numérico muy potente aplicable al análisis de estructuras de cualquier tipo, sometidas a sollicitaciones mecánicas y térmicas tanto estacionarias como transitorias. En el Apartado 6.2.2.1 se presenta una breve descripción de sus fundamentos.

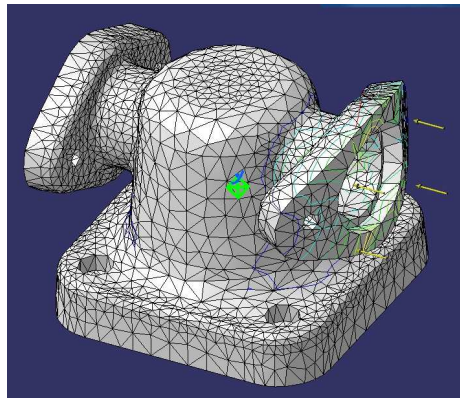


Fig.5.6. Ejemplo de un componente mallado en ANSYS

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamadas módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador.

Durante el **Pre-proceso** se define el problema, creando puntos, líneas, áreas y volúmenes. Se definen también el tipo de elemento y las propiedades del material. Por último en este módulo se mallan las líneas, áreas o volúmenes según lo requiera el problema. En este apartado influye la cantidad de detalle deseada en los resultados, como se verá en el Apartado 6.2.2.4.

En el módulo de **Procesado** se asignan las restricciones del problema (traslacionales o rotacionales), se especifican las cargas (puntuales o de presión) y finalmente se resuelve el conjunto de ecuaciones.



Por último, en el **Post-procesamiento** se visualizan los resultados deseados, como pueden ser listas de desplazamientos nodales, fuerzas y momentos en elementos, diagramas de tensión en los componentes, etc.

En el Capítulo 6, Apartado 6.2.2, se resuelve un ejercicio tipo detallando los pasos necesarios hasta visualizar los resultados perseguidos.

5.3.- METODOLOGÍA

Una importante premisa en cualquier análisis que se quiera realizar es la de no confiar en las soluciones sin antes contrastarlas contra algo. En este trabajo se pretende seguir esta premisa hasta donde sea posible, por ello se ha establecido una metodología a seguir para el análisis del eje ferroviario que se resume esquemáticamente en la Fig.5.7, y que se divide principalmente en cinco grupos:

- 1.- Estudio comparativo del análisis de esfuerzos en una viga empotrada (*“Viga empotrada 1”*) mediante el cálculo analítico y mediante el software Pro Engineer. De esta forma se determina la capacidad de resolver análisis estáticos (mediante el módulo Mecánica en Pro Engineer), en comparación con el cálculo analítico. (Apartado 6.1)
- 2.- Estudio comparativo del análisis de esfuerzos en una viga empotrada (*“Viga empotrada 2”*) mediante los software Pro Engineer y ANSYS. Dada la fiabilidad de los análisis estáticos mediante ANSYS, se busca comparar los resultados obtenidos mediante los dos programas para un mismo problema. (Apartado 6.2)
- 3.- Estudio comparativo del análisis a fatiga en un eje empotrado (*“Eje empotrado 1”*) mediante el cálculo analítico y mediante el software Pro Engineer (Capítulo 7). Se pretende corroborar la fiabilidad de este tipo de análisis antes de comenzar con la resolución del ejercicio final.
- 4.- Estudio completo de análisis de esfuerzos y fatiga del eje ferroviario (*“Eje ferroviario”*). (Capítulo 8)
- 5.- Estudio de dos posibles variaciones del problema: rediseño en la geometría y presencia de fisuras. (Capítulo 9)

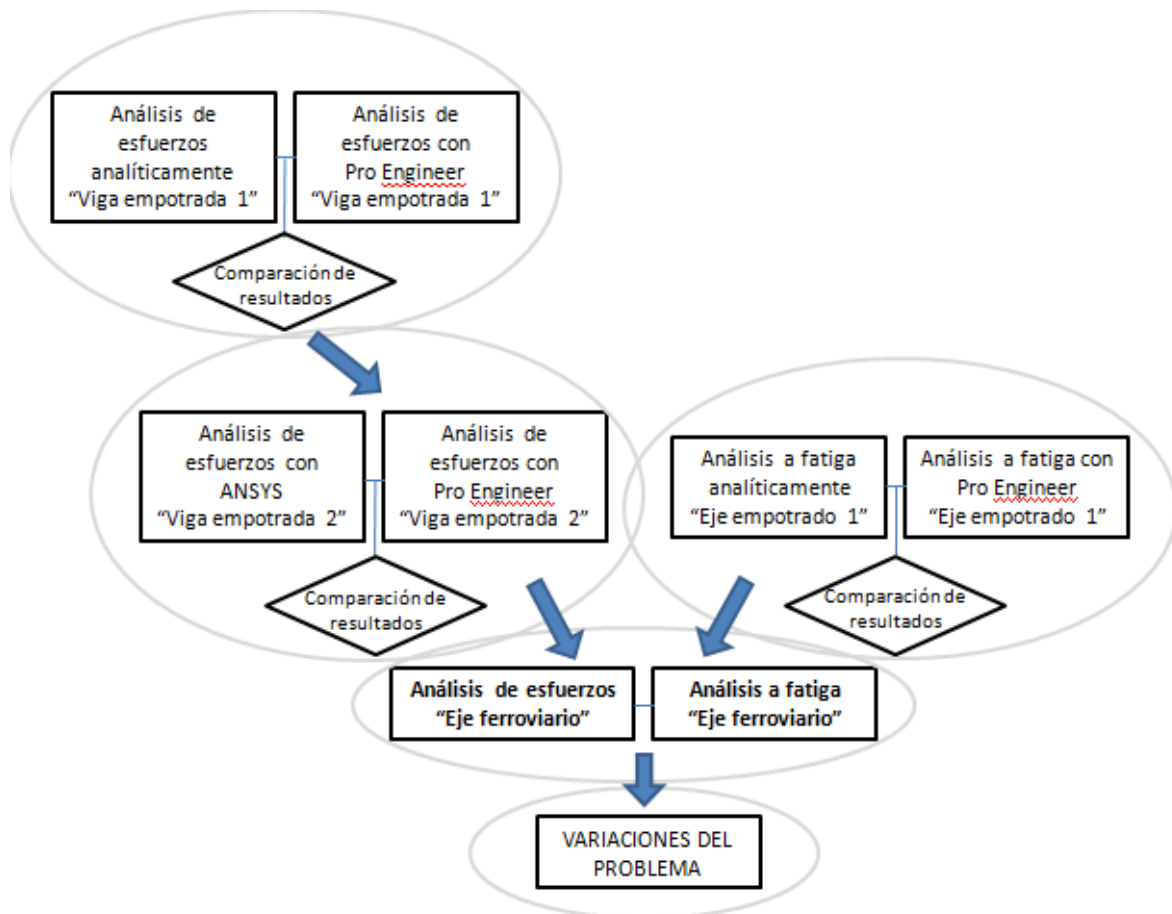


Fig.5.7. Metodología a seguir en la resolución del problema

Capítulo 6.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS CON PRO ENGINEER vs ANSYS

6.1.- “VIGA EMPOTRADA 1”. CÁLCULOS ANALÍTICOS vs PRO ENGINEER

6.2.- “VIGA EMPOTRADA 2”. PRO ENGINEER vs ANSYS

6.3.- CONCLUSIÓN ANÁLISIS DE ESFUERZOS PRO ENGINEER vs ANSYS

6.1.- “VIGA EMPOTRADA 1”. CÁLCULOS ANALÍTICOS vs PRO ENGINEER

Se ha elegido un primer caso sencillo de viga empotrada con una carga en el extremo para resolver analíticamente y mediante Pro Engineer, y así poder comparar los resultados obtenidos. A partir de ahora se referirá a este problema como “Viga empotrada 1”.

Las variables a estudio serán la tensión máxima en el empotramiento y el desplazamiento máximo en el extremo libre de la viga.

Las cargas y restricciones del problema se resumen en la Fig.6.1.

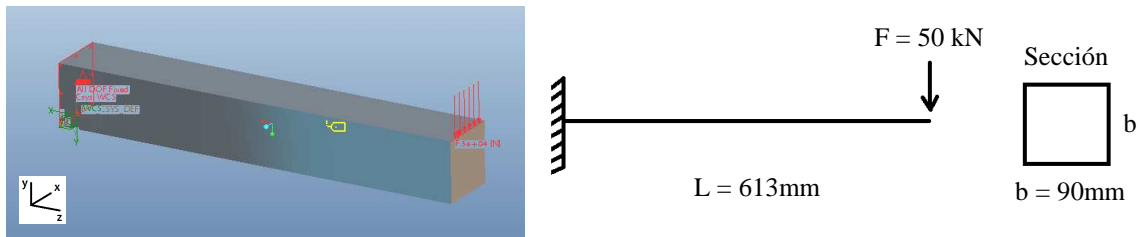


Fig.6.1. Descripción del problema “Viga empotrada 1”

6.1.1.- Cálculos analíticos

En primer lugar se resuelve el problema analíticamente. Se estudia así el caso de una viga empotrada de sección cuadrada sometida a una carga puntual en el extremo de 50 kN, como se ve en la Fig.6.1.

La tensión máxima se da en el empotramiento, y se puede calcular mediante la ecuación:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{F \cdot L}{\frac{I_x}{y_c}} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Donde W_x es el módulo resistente de la sección, que caracteriza la resistencia de un prisma sometido a flexión. Se calcula como la relación entre el momento de inercia de la sección respecto al eje de flexión (I_x) y la distancia del eje de flexión a la fibra más tensionada (y_c), en este caso $b/2$.

Sustituyendo los datos del problema en la ecuación 6.1 se obtiene la tensión máxima en el empotramiento:

$$\sigma_{\max} = 252.26 \text{ MPa}$$

Se pasa a calcular ahora el desplazamiento máximo en el extremo libre de la viga en voladizo. Considerando un comportamiento elástico del material, la flecha máxima viene determinada por la siguiente ecuación.

$$f_{\max} = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_x} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Donde E es el módulo de Young del material, en este caso considerado acero, por lo que $E=200 \text{ GPa}$. De esta manera, la flecha máxima resulta ser:

$$f_{\max} = 3.512 \text{ mm}$$

6.1.2.- Análisis estático con Pro Engineer

A continuación se detallan los pasos que se han llevado a cabo para realizar un análisis estático con el programa Pro Engineer.

6.1.2.1.- Modelización de la pieza.

En el módulo *Estándar* de Pro Engineer, se ha modelado una extrusión en forma de prisma de dimensiones 613x90x90mm, mediante la herramienta *Insertar > Extruir*, y definiendo el plano de trabajo.

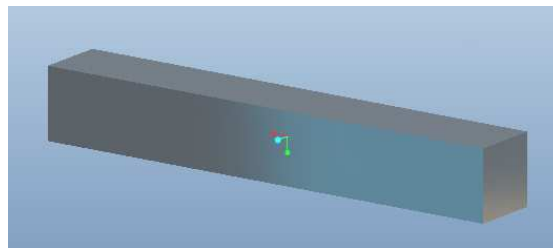


Fig.6.2. Prisma utilizado en el análisis estático

6.1.2.2.- Definición de las propiedades del material.

El resto del análisis se realiza en el módulo *Mecánica* de Pro Engineer. Se definen primero las propiedades del material. Se considera la viga de acero, el programa tiene registradas las propiedades estructurales de los materiales, como puede verse en la Fig.6.3, por lo que no es necesario indicárselas, a menos que se quisieran modificar por alguna razón.

El material se define en el menú *Propiedades > Materiales*. En este caso, como se ha comentado, se selecciona STEEL.

Si se desea comprobar las propiedades del material, o se desean añadir datos adicionales (necesarios para otros análisis, como se verá en apartados posteriores), basta con desplegar la opción de *Materials* en el menú izquierdo de la pantalla, y pinchar con el botón derecho sobre la etiqueta STEEL, para que se abra la ventana de la Fig.6.3. En esta ventana se puede ver también la densidad del material utilizado, y las hipótesis que tiene en cuenta el programa para realizar los análisis, principalmente lo considera isótropo y con una relación tensión-deformación lineal. Respecto al coeficiente de Poisson y el Módulo de Young, se usan las propiedades que el programa da por defecto al material *Acero*.

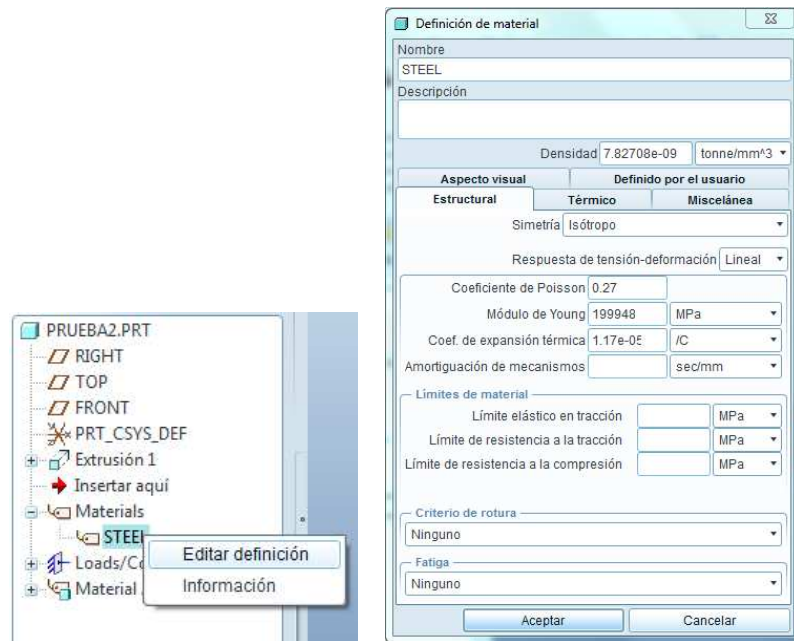


Fig.6.3. Ventana de definición de propiedades del material

6.1.2.3.- Definición de restricciones y cargas.

A continuación se definen las restricciones del problema en el menú *Insertar > Restricción de desplazamiento*, en este caso se ha empotrado uno de los lados, restringiendo todos los movimientos posibles en la superficie remarcada en la figura.

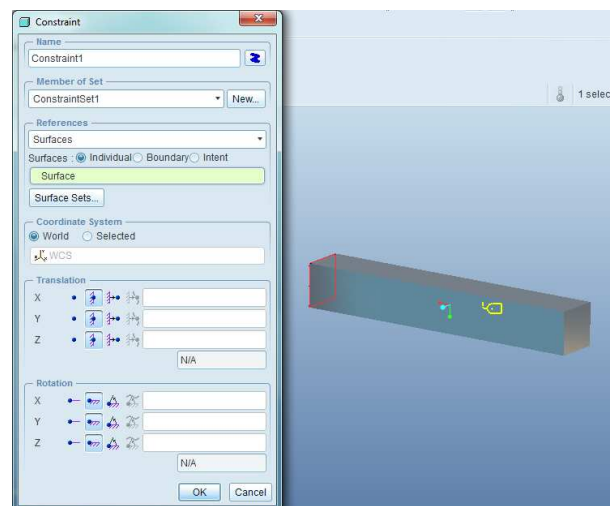


Fig.6.4. Definición de restricciones

El programa ofrece la posibilidad de restringir desplazamientos y rotaciones en los ejes x , y , z , de superficies, esquinas, curvas o puntos.

Para la definición de las cargas se procede de forma similar, esta vez en el menú *Insertar > Carga de fuerza/momento*. En la ventana que se ve en la Fig.6.5 se definen las solicitaciones del problema. Es posible aplicar fuerzas y momentos en superficies, esquinas, curvas o puntos, al igual que ocurría con las restricciones.

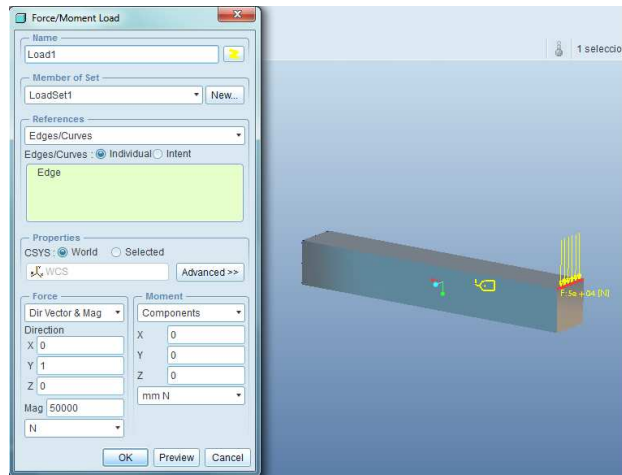


Fig.6.5. Definición de cargas

En este caso se ha aplicado una carga en la línea más alejada del empotramiento, en la parte superior de la viga. Se ha elegido esta configuración en lugar de aplicar una carga puntual en el extremo debido a que esa solución generaba esfuerzos puntuales muy altos en la resolución del problema, presentando resultados no válidos para la comparativa que se está realizando.

Una característica a tener en cuenta en este programa es el hecho de que interpreta el valor resultante de fuerza que el usuario introduce en la casilla correspondiente (N), y después traduce ese valor a carga puntual si se ha elegido un punto de aplicación, a carga lineal (N/m) si se ha introducido una esquina o curva (como es el caso) o a carga por unidad de superficie (N/m²) si se ha elegido una superficie como referencia.

6.1.2.4.- Análisis estático.

Una vez definidas todas las variables del problema se define el análisis que se quiere realizar. El análisis estático en Pro Engineer examina aspectos del comportamiento estructural del modelo definido. Con él se pueden calcular deformaciones, tensiones y esfuerzos tras especificar cargas y restricciones como se ha comentado en apartados anteriores.

Para definir un nuevo análisis, se pulsa el menú *Análisis > Análisis/Estudios de Mecánica*. Pinchando en *File > New Static*, se llega a las ventanas que muestran la Fig.6.7, para definir las propiedades del análisis estático.

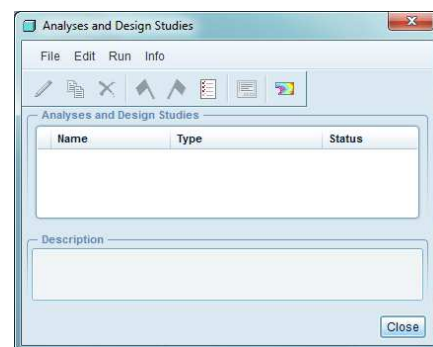


Fig.6.6. Ventana de Análisis en Mecánica

Como se ve en la Fig.6.7, un análisis estándar se definiría especificando las restricciones (*ConstrainSet1*) y las cargas (*LoadSet1*)

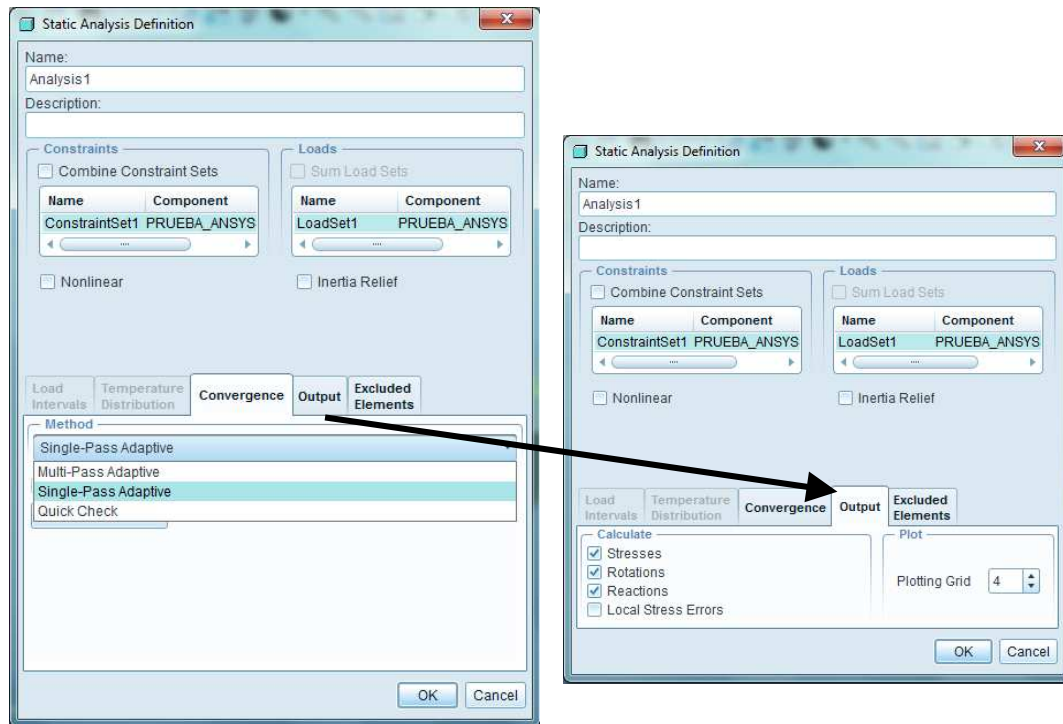


Fig.6.7. Ventana definición Análisis estático

A continuación, debido a su importancia, se van a definir los conceptos incluidos en las pestañas *Convergence* y *Output*, posteriormente se realizarán distintas pruebas con sus opciones para valorar la influencia de diversos factores en la simulación.

i) Pestaña *Convergence*

En esta pestaña se ofrece la posibilidad de elegir entre tres métodos para calcular los resultados y determinar la precisión de los mismos. Los tres métodos de convergencia son Multi-Pass Adaptive, Single-Pass Adaptive y Quick Check.

- En el análisis **Multi-Pass Adaptive**, el programa realiza los cálculos y va aumentando el orden de los polinomios para cada elemento de borde hasta que los criterios de convergencia seleccionados se cumplan.

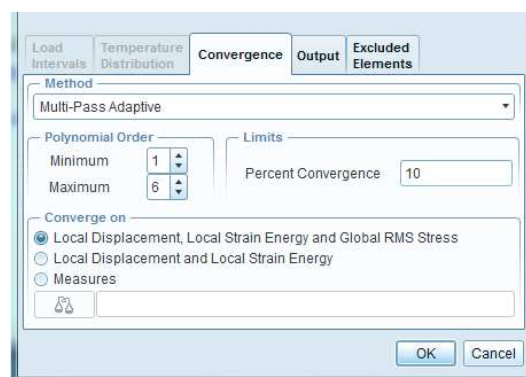


Fig.6.8. Características del método Multi-Pass Adaptive

Es necesario entonces definir el mínimo y el máximo orden de polinomio, así como el porcentaje de convergencia. El programa converge cuando la diferencia en los resultados del paso actual y el anterior es menor que el porcentaje especificado.

- En el análisis **Single-Pass Adaptive**, el programa comienza con una primera resolución con polinomio de orden 3 y determina un error de estimación en la tensión local. Usando este error de estimación, el módulo de *Mecánica* determina una nueva distribución de orden de polinomio y realiza un paso final. *Mecánica* muestra la estimación del error (*RMS error estimate*) en un documento resumen, por lo que se puede comprobar la calidad de la solución.

RMS Stress Error Estimates:		
Load Set	Stress Error	% of Max Prin Str
LoadSet1	1.18e+01	4.1% of 2.90e+02

Fig.6.9. Error estimado en un ejercicio tipo

En caso de que el error estimado del análisis Single-Pass Adaptive fuera demasiado grande, y no aceptable, entonces sería aconsejable realizar el análisis Multi-Pass Adaptive en su lugar estudiando las diferentes posibilidades de convergencia.

- Por último, el análisis **Quick Check** es un sencillo análisis que se aconseja para verificar que se han definido bien las condiciones del problema. *Mecánica* realiza una resolución rápida con polinomio de tercer orden.

Se realizarán comparaciones de los dos primeros métodos en la resolución del problema “*Viga empotrada 1*” para utilizar las conclusiones en posteriores análisis.

ii) Pestaña Output

Como se ha visto en la Fig.6.7 otra de las opciones en la resolución de un cálculo estático es definir las magnitudes que se quieren calcular y la densidad de la red que determina dónde *Mecánica* calcula los resultados (*Plotting Grid*). También se estudiará la influencia de éste parámetro en la resolución del problema “*Viga empotrada 1*”, para luego utilizar las conclusiones en posteriores análisis.

El valor de *Plotting Grid* representa el número de intervalos a lo largo de cada elemento que *Mecánica* utiliza para crear redes de trazado. *Mecánica* calcula los valores en las intersecciones de las líneas de la cuadrícula. El valor por defecto es 4, el programa lo define como adecuado para un análisis estándar, pero aconseja que si se encuentran variaciones rápidas de tensión o desplazamiento en un elemento, se especifique un refinamiento mayor para captar con más precisión los resultados pico.

6.1.2.5.- Resultados.

Para comprobar las variaciones en los resultados debidas al método utilizado en la resolución de un análisis estático con *Mecánica*, y a la resolución definida en el propio método, se va a proceder a resolver el problema “*Viga empotrada 1*” de 6 maneras diferentes, explicadas a continuación. Posteriormente se compararán los resultados con los obtenidos en el cálculo analítico del mismo problema.

	Método	Max Orden Polinomio	Porcentaje Convergencia	Plotting Grid
Versión 1.1	Single-Pass	-	-	4
Versión 1.2	Single-Pass	-	-	10
Versión 2.1	Multi-Pass	6	10	4
Versión 2.2	Multi-Pass	6	10	10
Versión 2.3	Multi-Pass	9	2	4
Versión 2.4	Multi-Pass	9	2	10

Tabla 6.1. Versiones utilizadas para la resolución del análisis estático mediante Pro Engineer del problema “Viga empotrada 1”

- VERSIÓN 1.1

Los datos obtenidos de la solución del problema utilizando el método de Single-Pass con Plotting Grid 4 se presentan a continuación. Para llegar a ellos basta con pinchar en el icono *Review Results* de la ventana *Analyses and Design Studies*, y elegir la magnitud que se quiera visualizar, en este caso la tensión de *Von Misses* y el desplazamiento en el eje Y.

Como era de esperar, la tensión máxima se da en el empotramiento (Fig.6.10), mientras que el desplazamiento máximo se da en el extremo libre de la viga (Fig.6.11). Se presenta también para esta versión la estimación del error que usa Mecánica para la resolución del problema (Fig.6.12).

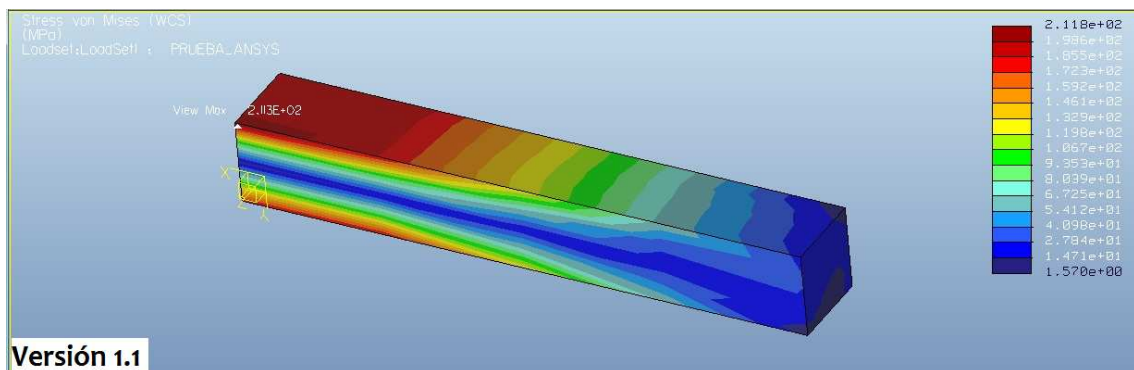


Fig.6.10. Distribución de la tensión de Von Misses en la Versión 1.1 del problema

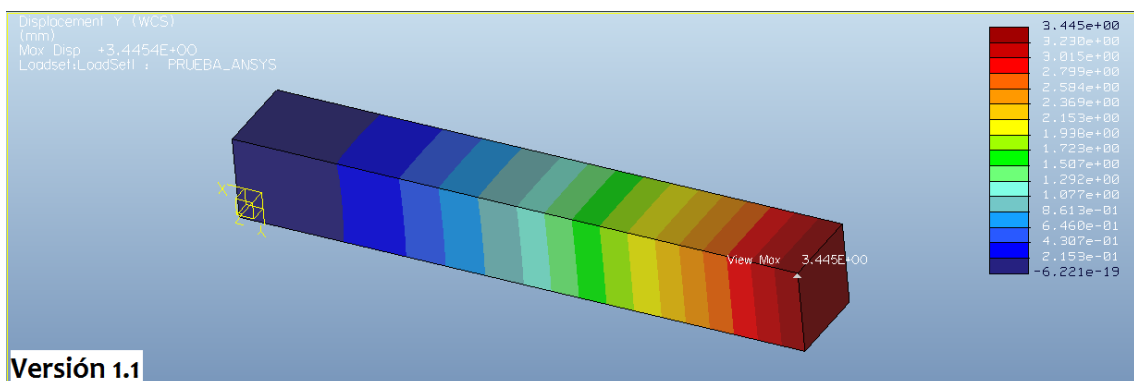


Fig.6.11. Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 1.1 del problema

RMS Stress Error Estimates:		
Load Set	Stress Error	% of Max Prin Str
LoadSet1	1.18e+01	4.1% of 2.90e+02

Versión 1.1

Fig.6.12. Error estimado de la Versión 1.1 del problema

- VERSIÓN 1.2

Se presentan ahora los datos para el problema resuelto usando el mismo método que la Versión 1.1, pero refinando la densidad de la red utilizada en el cálculo, en este caso, el valor de Plotting Grid es de 10.

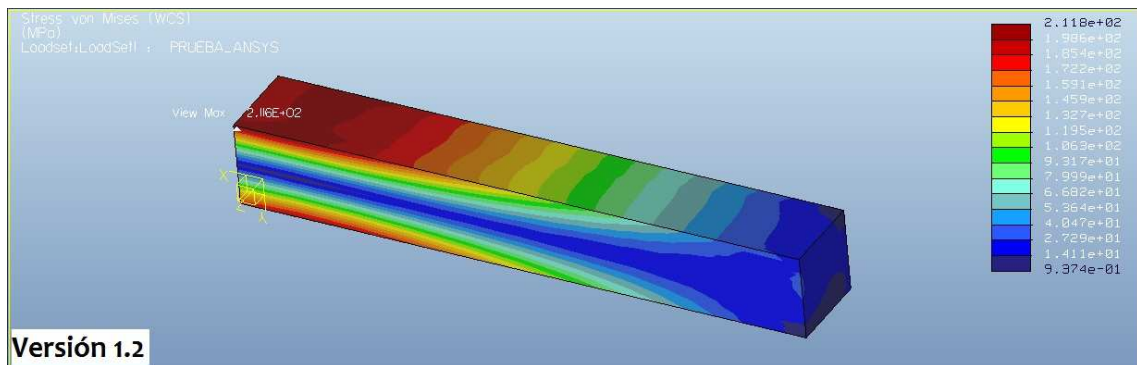


Fig.6.13. Distribución de la tensión de Von Mises en la Versión 1.2 del problema

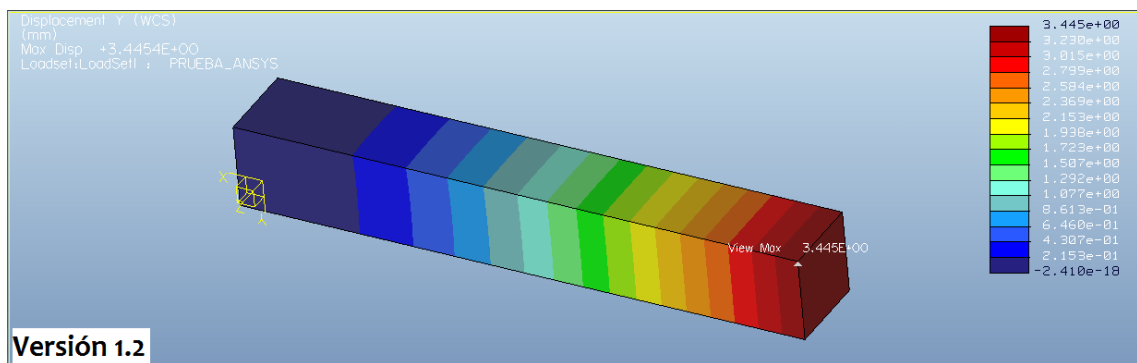


Fig.6.14. Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 1.2 del problema

RMS Stress Error Estimates:		
Load Set	Stress Error	% of Max Prin Str
LoadSet1	1.18e+01	4.1% of 2.90e+02

Versión 1.2

Fig.6.15. Error estimado de la Versión 1.1 del problema

La siguiente tabla muestra la comparación de los resultados obtenidos en estas dos primeras versiones de resolución del problema, se recuerda que la diferencia entre ellas es la densidad de la red utilizada para el cálculo de las propiedades.

	Plotting Grid	Máx. Tensión Von Mises (Mpa)	Min. Tensión Von Mises (Mpa)	Flecha máx. (mm)	Flecha mín. (mm)	Stress error
Versión 1.1	4	211,8	1,57	3,445	-6,22E-19	11,8
Versión 1.2	10	211,8	0,94	3,445	-2,41E-18	11,8

Tabla 6.2. Resultados obtenidos en las Versiones 1.1 y 1.2

De esta comparación se puede concluir que los resultados que tienen importancia en este estudio, como son la tensión y el desplazamiento máximos en la viga, no varían al refinar la red de cálculos. Aún así, se van a realizar las demás versiones con los dos tipos de red, de densidad 4 y 10 para asegurar esta conclusión.

Por otro lado, se comprueba que el error estimado tampoco varía en los dos casos, es un valor bajo (4,1% de la tensión máxima principal). Este valor se debería comparar con más análisis hechos según el método Single-Pass. En este caso, al final del análisis se comparará cual de los dos métodos (Single y Multi-Pass) se acerca más a la realidad, por lo que el error estimado no es un valor clave en este estudio.

- VERSIÓN 2.1

En este caso, el programa resuelve el ejercicio utilizando el método Multi-Pass con un polinomio de orden 6 como máximo, y un porcentaje de convergencia del 10%, valores por defecto que tiene *Mecánica* en este método. De nuevo, se define para el primer caso una densidad de red de 4.

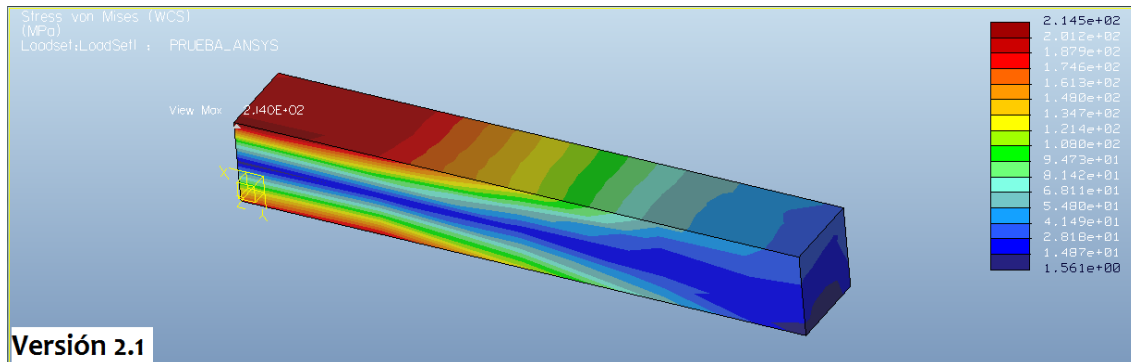


Fig.6.16. Distribución de la tensión de Von Mises en la Versión 2.1 del problema

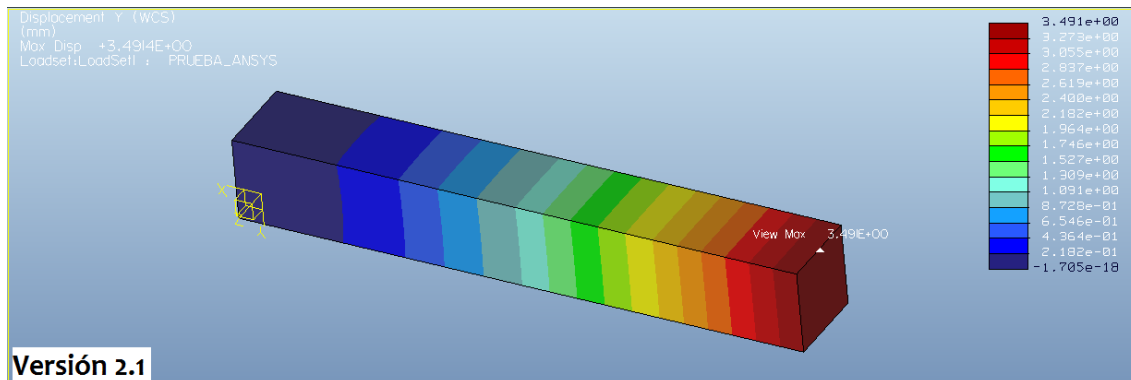


Fig.6.17. Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 2.1 del problema

- VERSIÓN 2.2

La diferencia respecto a la versión anterior es la densidad de red, que en este caso es de 10, se muestra a continuación una tabla con los resultados obtenidos hasta ahora en las 4 versiones estudiadas hasta el momento. La distribución de las tensiones y deformaciones es muy similar a las de las Fig.6.16 y Fig.6.17, por lo que no se repiten en este caso.

	Plotting Grid	Máx. Tensión Von Mises (Mpa)	Min. Tensión Von Mises (Mpa)	Flecha máx. (mm)	Flecha mín. (mm)	Stress error
Versión 1.1	4	211,8	1,57	3,445	-6,22E-19	11,8
Versión 1.2	10	211,8	0,94	3,445	-2,41E-18	11,8
Versión 2.1	4	214,5	1,56	3,491	-1,71E-18	-
Versión 2.2	10	217,4	2,21	3,491	-3,81E-18	-

Tabla 6.3. Resultados obtenidos en las Versiones 1.1, 1.2, 2.1 y 2.2

De esta tabla se prevé que los resultados obtenidos mediante el método Multi-Pass Adaptive se acercan más a la realidad (cálculos analíticos del Apartado 6.1.1). Más adelante se compararán todos los resultados obtenidos para tener una conclusión clara de qué método es el más adecuado.

Como observación, tras los dos análisis de las Versiones 2.1 y 2.2 se observa que en este caso si hay una pequeña influencia de la densidad de la red utilizada en el proceso de cálculo. La red más densa proporciona en este caso resultados más cercanos a los reales en el caso de la tensión máxima de Von Misses.

- VERSIÓN 2.3

La diferencia de estos dos últimos análisis con respecto a las Versiones 2.1 y 2.2 es que se especifica en estos casos que el mayor orden de polinomio es 9, y que el porcentaje de convergencia es del 2%. Estos primeros resultados son para una densidad de red de 4.

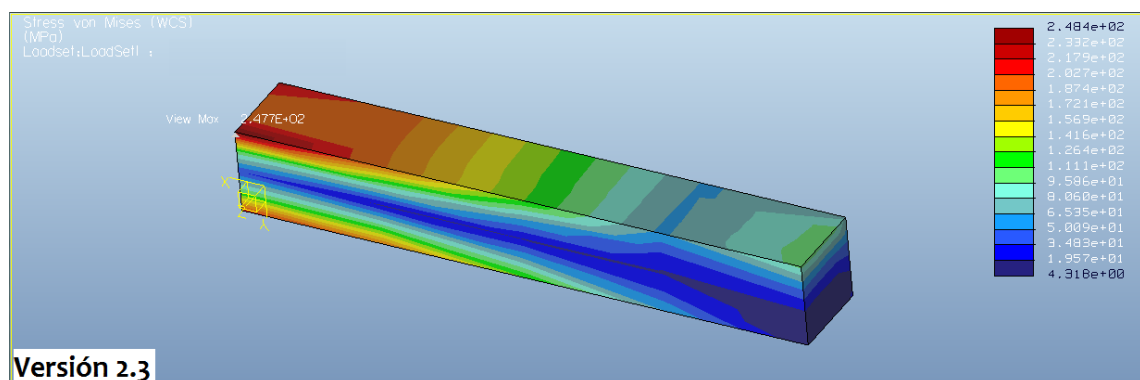


Fig.6.18. Distribución de la tensión de Von Misses en la Versión 2.3 del problema

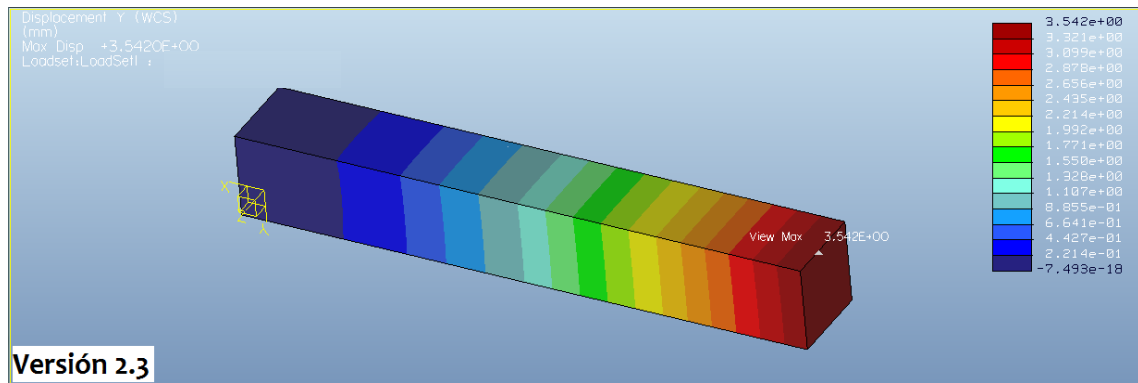


Fig.6.19. Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 2.3 del problema

- VERSIÓN 2.4

Por último, se procede a la resolución del problema “Viga empotrada 1” mediante el método Multi-Pass, con orden máximo de polinomio de 9, porcentaje de convergencia del 2% y densidad de red de 10.

Los resultados obtenidos en estos dos últimos análisis se muestran en la Tabla 6.4, junto con todos los resultados obtenidos hasta ahora en las demás versiones.

	Plotting Grid	Máx. Tensión Von Mises (Mpa)	Min. Tensión Von Mises (Mpa)	Flecha máx. (mm)	Flecha mín. (mm)	Stress error
Versión 1.1	4	211,8	1,57	3,445	-6,22E-19	11,8
Versión 1.2	10	211,8	0,94	3,445	-2,41E-18	11,8
Versión 2.1	4	214,5	1,56	3,491	-1,71E-18	-
Versión 2.2	10	217,4	2,21	3,491	-3,81E-18	-
Versión 2.3	4	248,4	4,32	3,542	-7,49E-18	-
Versión 2.4	10	248,4	0,88	3,542	-7,49E-18	-

Tabla 6.4. Resultados obtenidos en las simulaciones con Pro Engineer

En el siguiente apartado se comparan los resultados obtenidos mediante el análisis estático con el módulo *Mecánica* de Pro Engineer frente a los obtenidos analíticamente en el Apartado 6.1.1.

6.1.3.- Conclusión Cálculos analíticos vs Pro Engineer

El objetivo de esta primera comprobación era analizar si los resultados obtenidos mediante el programa Pro Engineer para el estudio de una viga empotrada en voladizo se correspondían con los obtenidos en el cálculo analítico del mismo problema. La Tabla 6.5 muestra los valores de tensión y desplazamiento máximo obtenidos en los diferentes análisis realizados, así como el error de la simulación respecto al cálculo analítico. Los valores mínimos de tensión y deformación no se consideran relevantes.

	Máx. Tensión Von Mises (Mpa)	Flecha máx. (mm)	Error Tensión (%)	Error Flecha (%)
Versión 1.1	211,8	3,445	16,04	1,91
Versión 1.2	211,8	3,445	16,04	1,91
Versión 2.1	214,5	3,491	14,97	0,60
Versión 2.2	217,4	3,491	13,82	0,60
Versión 2.3	248,4	3,542	1,53	0,85
Versión 2.4	248,4	3,542	1,53	0,85
Análítica	252,3	3,512	0,00	0,00

Tabla 6.5. Resultados obtenidos en las simulaciones con Pro Engineer y analíticamente

Los datos del error porcentual en la tensión máxima calculada en el empotramiento muestran que las versiones más cercanas a la realidad son las Versiones 2.3 y 2.4, que se corresponden con las simulaciones en las que se ha utilizado el método Multi-Pass en la resolución del problema, con el valor máximo de orden de polinomio posible (9), y un porcentaje de convergencia del 2%.

Por otro lado, el error en la flecha máxima en el extremo en voladizo muestra que las Versiones 2.1 y 2.2 serían más realistas. Aun así, el valor de la flecha es muy pequeño, del orden de milímetros, y cualquier pequeña variación en este dato hace que el error varíe sensiblemente.

La densidad de la red utilizada en el cálculo parece no tener demasiada influencia, en concreto en dos de las tres parejas de versiones estudiadas, no influye en los parámetros estudiados. Como ya se vio en el Apartado 6.1.2.4, es un parámetro que ayuda en el caso de que existan variaciones rápidas en la medida sujeta a estudio. En este ejemplo, no hay geometrías complejas ni elementos en el diseño que puedan propiciar ese cambio brusco, pero se utilizará la densidad más alta para contemplar esa posibilidad.

Por estas razones, se va a asumir para posteriores cálculos que el conjunto de condiciones que proporcionan unos resultados más cercanos a la realidad del análisis estático en el módulo *Mecánica* en Pro Engineer son las siguientes:

- **Método Multi-Pass Adaptive**
- **Máximo orden de polinomio = 9**
- **Porcentaje de convergencia = 2%**
- **Plotting Grid = 10**

6.2.- “VIGA EMPOTRADA 2”. PRO ENGINEER vs ANSYS

El siguiente paso en el análisis de las capacidades del software de Pro Engineer es comparar los resultados que proporciona en cuanto a esfuerzos y deformaciones se refiere, frente a los que da un programa tan reconocido en el campo de las herramientas de cálculo por elementos finitos como es ANSYS.

En este caso, el problema que se va a estudiar consiste en una viga empotrada en uno de sus extremos, con una carga distribuida en la superficie más alejada del empotramiento (Fig.6.21). Se referirá a este problema como “Viga empotrada 2”.

La sección (Fig.6.20) es algo más complicada que la utilizada en el problema “Viga empotrada 1”, ya que se busca conocer si la respuesta con ambos programas a geometrías no planas es similar. Además, se ha reproducido una sección similar a la del eje que se estudiará finalmente bajo solicitaciones a fatiga, pero en este caso en una viga de sección rectangular no constante. Con esto se pretende descubrir de antemano si esta geometría presenta tensiones muy elevadas en alguna zona en particular.

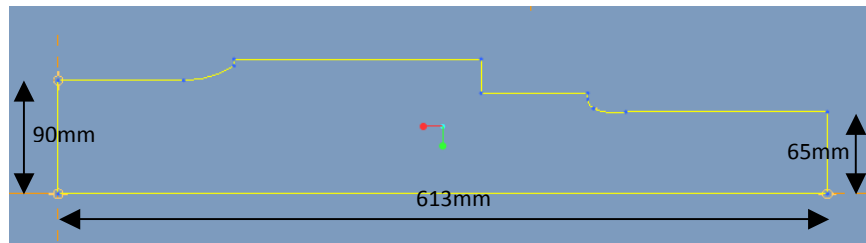


Fig.6.20. Sección de la viga del problema “Viga empotrada 2”

Las cargas y restricciones se muestran en la Fig.6.21. El empotramiento tiene sección cuadrada de 90x90mm. Y la carga aplicada es de 50 kN distribuida en toda la superficie sombreada en la imagen.

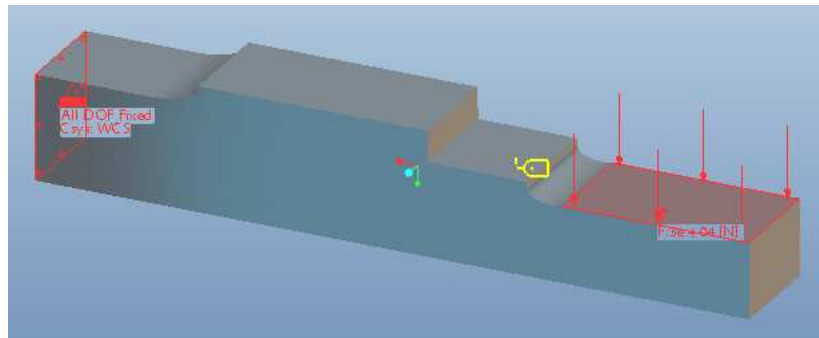


Fig.6.21. Cargas y restricciones del problema “Viga empotrada 2”

6.2.1.- Análisis de esfuerzos con Pro Engineer

En este apartado se procede con la misma metodología que en el Apartado 6.1.2. Los pasos son los siguientes:

6.2.1.1.- Modelización de la pieza.

Se crea la geometría mediante una extrusión del perfil de la Fig.6.20, con una profundidad de 90 mm, procediendo de manera similar a como se hizo en el problema “Viga empotrada 1”.

6.2.1.2.- Definición de las propiedades del material.

Se tiene en cuenta que se trata del mismo material que en el problema “Viga empotrada 1”, por lo que las propiedades son las que se indican en la Fig.6.3.

6.2.1.3.- Definición de las restricciones y cargas.

Las restricciones son las mismas que se detallaron en el problema “Viga empotrada 1”. La carga en esta ocasión es una carga distribuida por unidad de superficie. Como se explicó en aquel momento, el programa pide un valor de carga puntual para después

transformarla en carga distribuida si la referencia es una superficie, como es el caso del problema “Viga empotrada 2”, como se puede ver en la Fig.6.22.

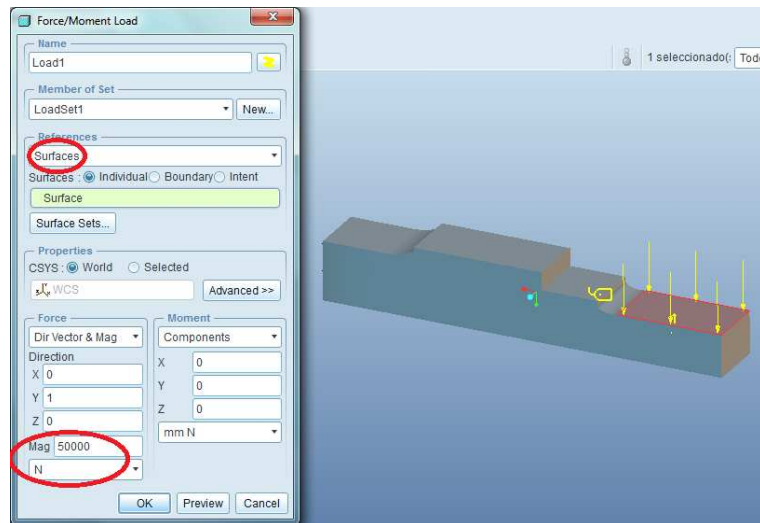


Fig.6.22. Definición de las cargas en el problema “Viga empotrada 2”

6.2.1.4.- Análisis estático

En los apartados anteriores quedaron definidas las variables necesarias en este tipo de análisis, así como el método que más se acerca a los resultados analíticos. Por lo que se procede a resolver el problema “Viga empotrada 2” siguiendo las premisas descritas en el Apartado 6.1.3 para el método de resolución.

- Método Multi-Pass Adaptive
- Máximo orden de polinomio = 9
- Porcentaje de convergencia = 2%
- Plotting Grid = 10

6.2.1.5.- Resultados

Se han calculado los valores correspondientes a la distribución de tensión de Von Misses a lo largo de toda la viga y el desplazamiento en el eje Y, por ser estos los datos más representativos del problema. Las Fig. 6.23 y 6.24 muestran los resultados obtenidos.

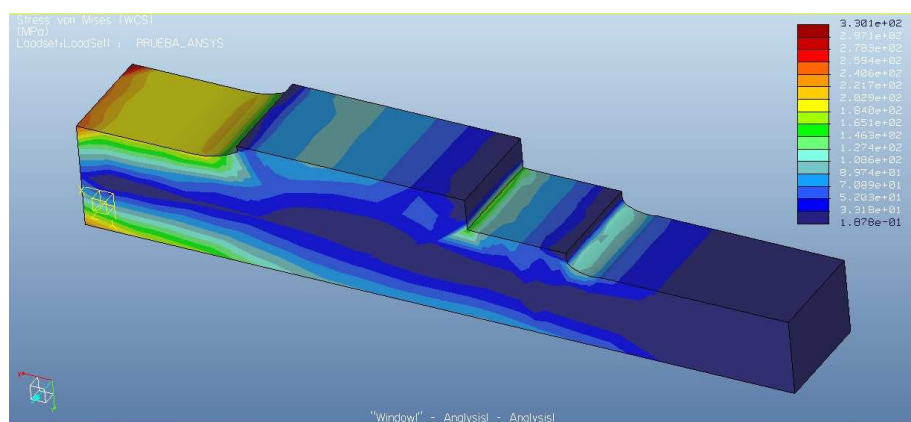


Fig.6.23. Distribución de la tensión de Von Misses con Pro Engineer

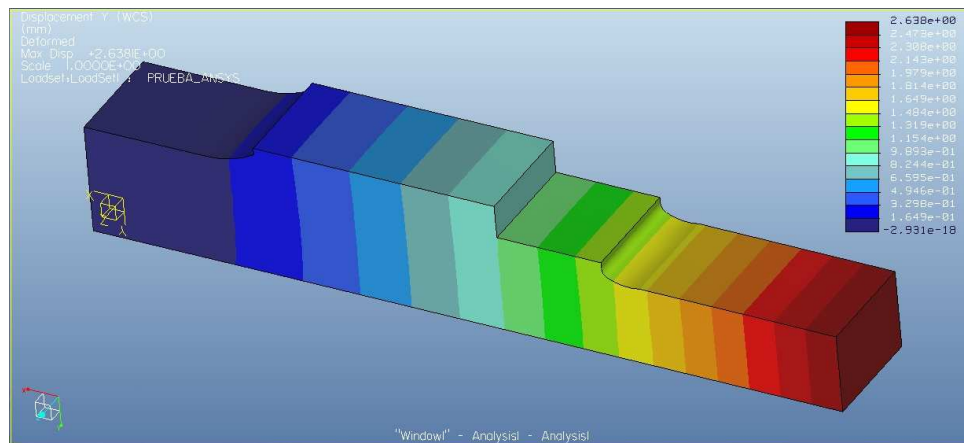


Fig.6.24. Distribución del desplazamiento a lo largo del eje Y con Pro Engineer

La Fig.6.23 muestra una tensión máxima en el empotramiento de 330.1 MPa, mientras que en la Fig.6.24 se puede ver que el desplazamiento máximo en el extremo libre de la viga es de 2.638 mm.

Posteriormente se compararán estos resultados con los obtenidos mediante el estudio del mismo problema en ANSYS.

6.2.2.- Análisis de esfuerzos con ANSYS

Como ya se ha comentado en la descripción general de ANSYS, este es un programa de elementos finitos destinado a la simulación, que predice como funcionará y responderá un determinado componente bajo una serie de condiciones y cargas.

6.2.2.1.- El método de los elementos finitos en medios continuos

La Teoría de la Elasticidad establece para un problema dado las relaciones matemáticas exactas en forma diferencial, y plantea su integración cerrando el problema con condiciones iniciales y de contorno para obtener las funciones que definen las variables representativas del comportamiento de la estructura.

El método de elementos finitos se trata de una simplificación de dichas ecuaciones, ya que su forma diferencial se sustituye por un conjunto discreto de ecuaciones y de sus respectivas condiciones de contorno para su posterior resolución.

La discretización del problema en el caso de un medio continuo se lleva a cabo mediante un proceso de modelización para convertirlo en un número finito de elementos ensamblados entre sí en puntos llamados nodos, planteando así las ecuaciones de desplazamientos para dichos nodos e imponiendo las condiciones de contorno requeridas.

De la resolución del mismo como un todo, se obtiene el campo de desplazamientos para cada uno de los nodos, y a partir de él, el campo tensional. El comportamiento en el interior del elemento se interpolará a partir de los desplazamientos nodales mediante funciones de forma.

6.2.2.2.- Generación/Importación de la geometría en ANSYS

El proceso de análisis comienza con la generación de la geometría en ANSYS. Sin embargo en este caso, dado que la geometría es algo complicada para reproducir mediante este programa, y que existe la posibilidad de importarla desde otro programa, se va a optar por esta solución. Para ello el formato utilizado es IGES (Initial Graphics Exchange Specification), un formato neutro de datos que permite el intercambio digital de información entre sistemas de diseño asistido por computador.

Una vez que la pieza está creada en Pro Engineer, se elige la opción *Guardar una copia*, en el menú *Fichero*, y se especifica la extensión en la que se quiere guardar la pieza, en este caso, iges (.igs).

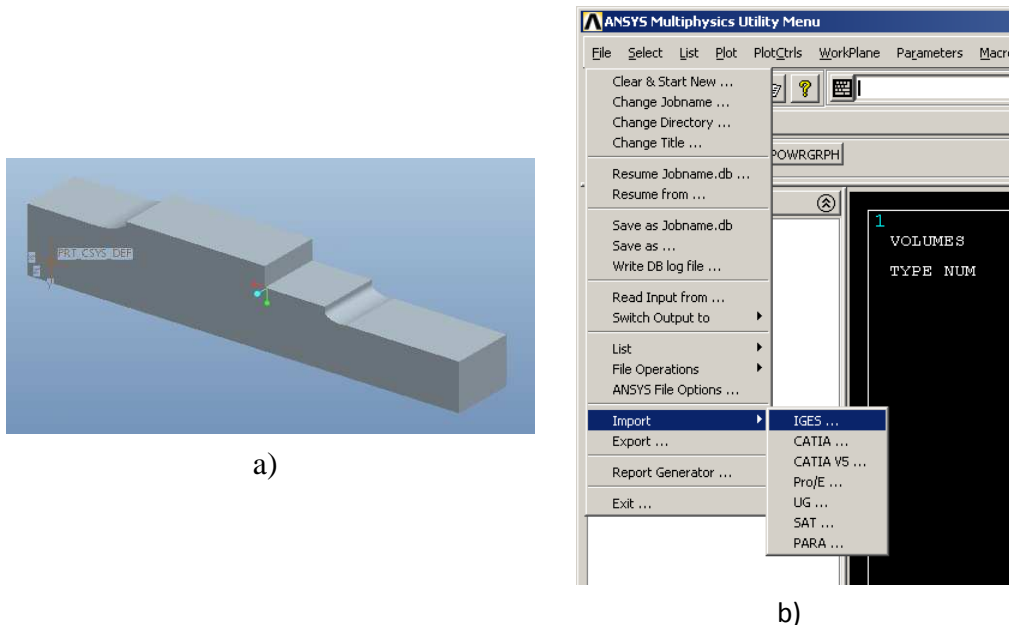


Fig.6.25. a) Pieza creada en Por Engineer.
b) Cómo importar archivo desde ANSYS

Dentro de ANSYS, se importa la pieza como muestra la Fig.6.25b.

6.2.2.3.- Definición de las propiedades del material

Una vez que la geometría ha sido importada, se definen las propiedades del material, comenzando por el tipo de elemento. Para este análisis se ha elegido el tipo de elemento Solid 186, que es un orden superior en 3D de 20 nodos. Solid 186 se recomienda para modelados irregulares como los producidos por sistemas CAD/CAM como es el caso de este problema.

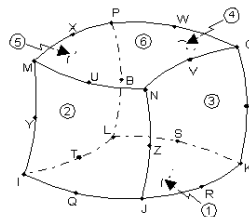


Fig.6.26. Elemento Solid 186 3D 20 Nodos

Una vez que se ha definido el tipo de elemento estructural, se definen las constantes que definen al material. En este caso el análisis que se hace es estructural, y se considera

que el modelo responde a un comportamiento elástico-lineal. La geometría se considera isotrópica, puesto que se considera que las propiedades no dependen de la dirección.

Siguiendo la ruta *Preprocessor > Materials Props > Materials Models*, se llega a la ventana que aparece en la imagen.

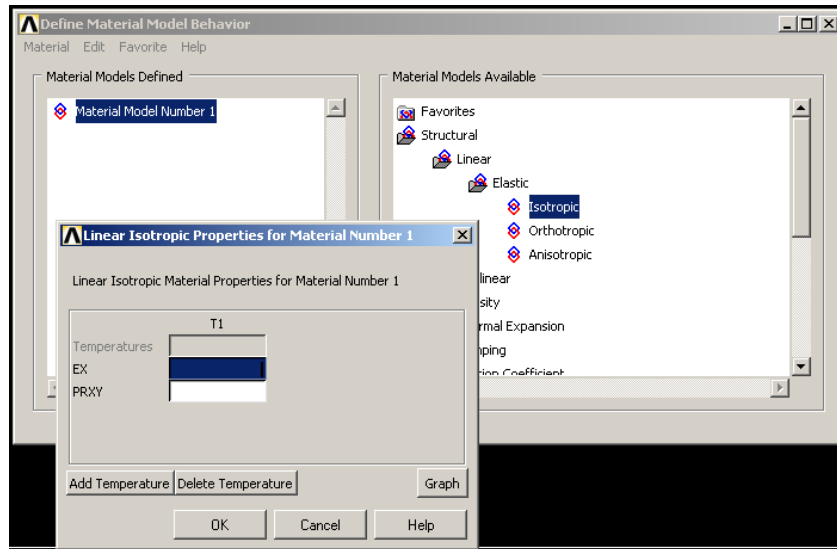


Fig.6.27. Definición de las propiedades del material

En esta ventana se piden los valores del módulo de Young (*EX*) y el coeficiente de Poisson (*PRXY*), para este problema se han tomado los mismos que Pro Engineer da por defecto al material *Acero*. Como ya se detalló para la resolución del problema “*Viga empotrada 1*”, en el Apartado 6.1.2.2 estas propiedades son las siguientes:

$$EX = 199948 \text{ MPa}$$
$$PRXY = 0.27$$

NOTA: Dado que ANSYS trabaja sin unidades, se decide que puesto que las dimensiones de la pieza están dadas en milímetros, las fuerzas se van a introducir en *Newton*, para así obtener directamente valores de tensión de *MPa*.

6.2.2.4.- Mallado

Una premisa fundamental del uso del procedimiento de elementos finitos es que el elemento se divide en pequeñas regiones discretas conocidas como elementos finitos, como su propio nombre indica. Las ecuaciones se escriben para cada elemento y se ensamblan en una matriz global, calculando así la solución tras aplicar las cargas y restricciones del problema.

La cuestión en este tipo de análisis es: ¿Cómo de pequeño debe ser el elemento para poder confiar en la solución?

En general, no hay respuestas firmes a esta pregunta, más bien es necesario llevar a cabo lo que se podría llamar pruebas de convergencia. Esto implicaría resolver el problema comenzando con un mallado *cualquiera*, observar y apuntar resultados. Repetir entonces el mismo problema con un mallado más fino, y comparar entonces los resultados con los del análisis previo. Si los resultados son *similares*, entonces el primer mallado es probablemente suficiente bueno para esa geometría, cargas y restricciones en particular. Si

los resultados difieren en una *gran* cantidad, será necesario entonces repetir el análisis con una malla aún más fina.

Nótese que en este tipo de análisis, los términos referentes a una pequeña o una gran diferencia en los resultados obtenidos son muy subjetivos. Dependiendo así por ejemplo de la naturaleza del problema, del nivel de detalle requerido en los resultados, etc.

En conclusión, es deseable realizar este tipo de pruebas de convergencia en modelos de elementos finitos para confirmar que se ha utilizado un elemento lo suficientemente pequeño.

Por ello, para resolver el problema “*Viga empotrada 2*” mediante ANSYS, se ha procedido a realizar diversas pruebas con el tamaño de la malla para así poder comparar los valores de tensión máxima de Von Mises y desplazamientos en el eje Y, y determinar un valor aproximado de malla que muestre valores convergentes en la solución de estas tensiones y desplazamientos.

La metodología para realizar estas pruebas es sencilla, se eligen las siguientes variaciones de malla para comparar los resultados obtenidos de tensión máxima de Von Mises y desplazamiento máximo en el eje Y.

- Malla por defecto (Malla 1): En una primera aproximación se elige la malla que el programa determina por defecto, cuyo resultado se ve en la Fig.6.28.

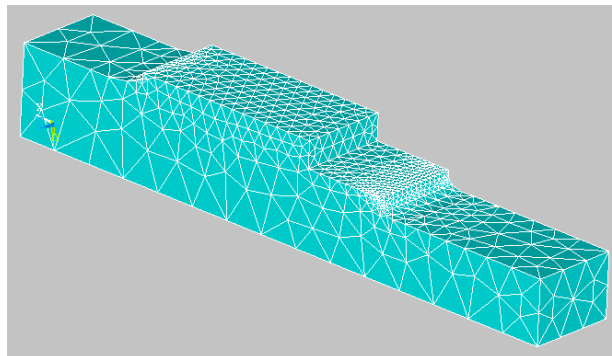


Fig.6.28. Malla 1 en ANSYS

- Modificando el tamaño de elemento: Las siguientes pruebas se realizan refinando el tamaño de la malla, con la siguiente distribución:

Malla 2: Tamaño del elemento = 20

Malla 3: Tamaño del elemento = 10

Malla 4: Tamaño del elemento = 7

Estos tamaños se van modificando con cada simulación en la ventana de la Fig.6.29.

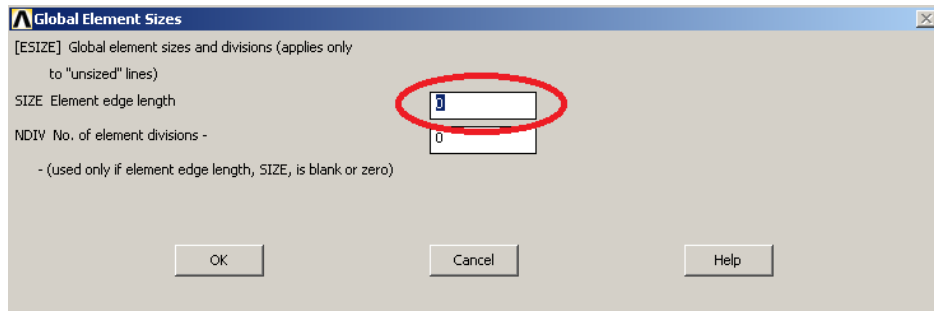


Fig.6.29. Ventana de modificación de tamaños en elementos del mallado

En el Apartado 6.2.2.6 se comentará la influencia de estos parámetros en los resultados obtenidos.

6.2.2.5.- Definición de las restricciones y cargas

Una vez definido el mallado, se procede a seguir los siguientes pasos para todos los casos estudiados, desde la Malla 1 hasta la Malla 4:

i) Definición de las restricciones

Al igual que en el ejercicio resuelto en Pro Engineer, se restringen los desplazamientos y rotaciones en la cara de la pieza sombreada en la imagen. Siguiendo los pasos que se ven en ella, *Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On areas*, y picando sobre la superficie deseada.

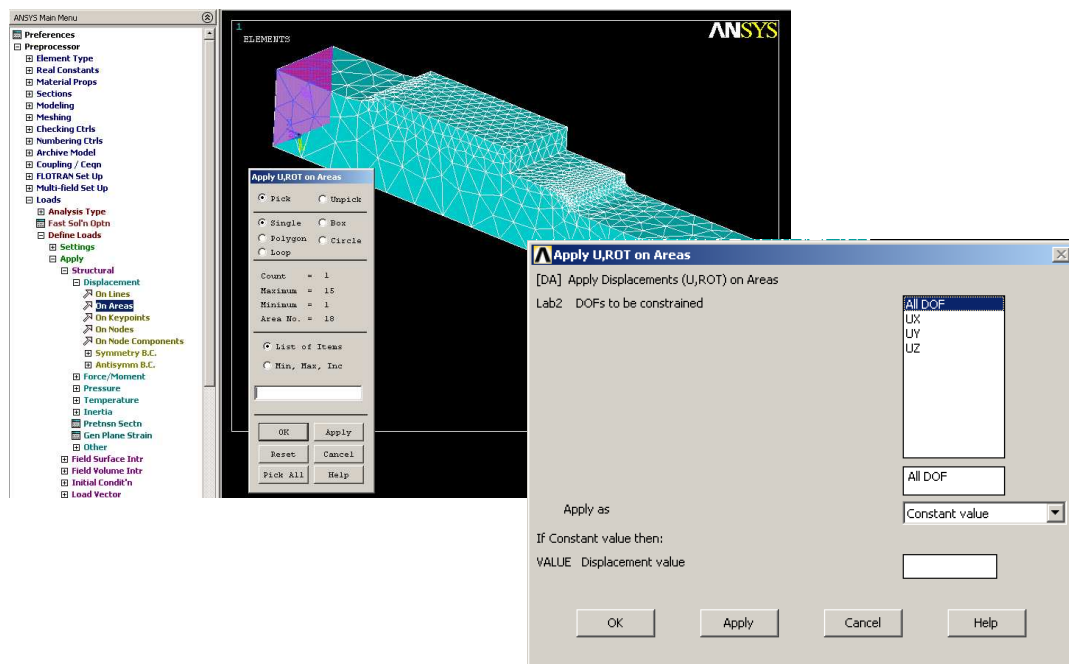


Fig.6.30. Ventana de definición de restricciones

En la siguiente ventana se elige All DOF (all degrees of freedom), para restringir así el movimiento en la cara deseada, y simular un empotramiento, repitiendo así las condiciones simuladas en el ejercicio “Viga empotrada 2” resuelto con Pro Engineer.

ii) Definición de las cargas

De nuevo, se simula la misma situación del ejercicio “Viga empotrada 2”. La carga del problema era de 50 kN, ya se comentó que con Pro Engineer, se puede introducir el valor total y el software considera esa carga puntual, lineal o por unidad de superficie según si la referencia que se le indica es un punto, una línea o una superficie respectivamente. En este caso, ANSYS trabaja de manera diferente, para reproducir el problema resuelto en Pro Engineer se va a aplicar una presión en la superficie más alejada del empotramiento, como se ve en la imagen. Se procede siguiendo el menú *Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Pressure > On areas*.

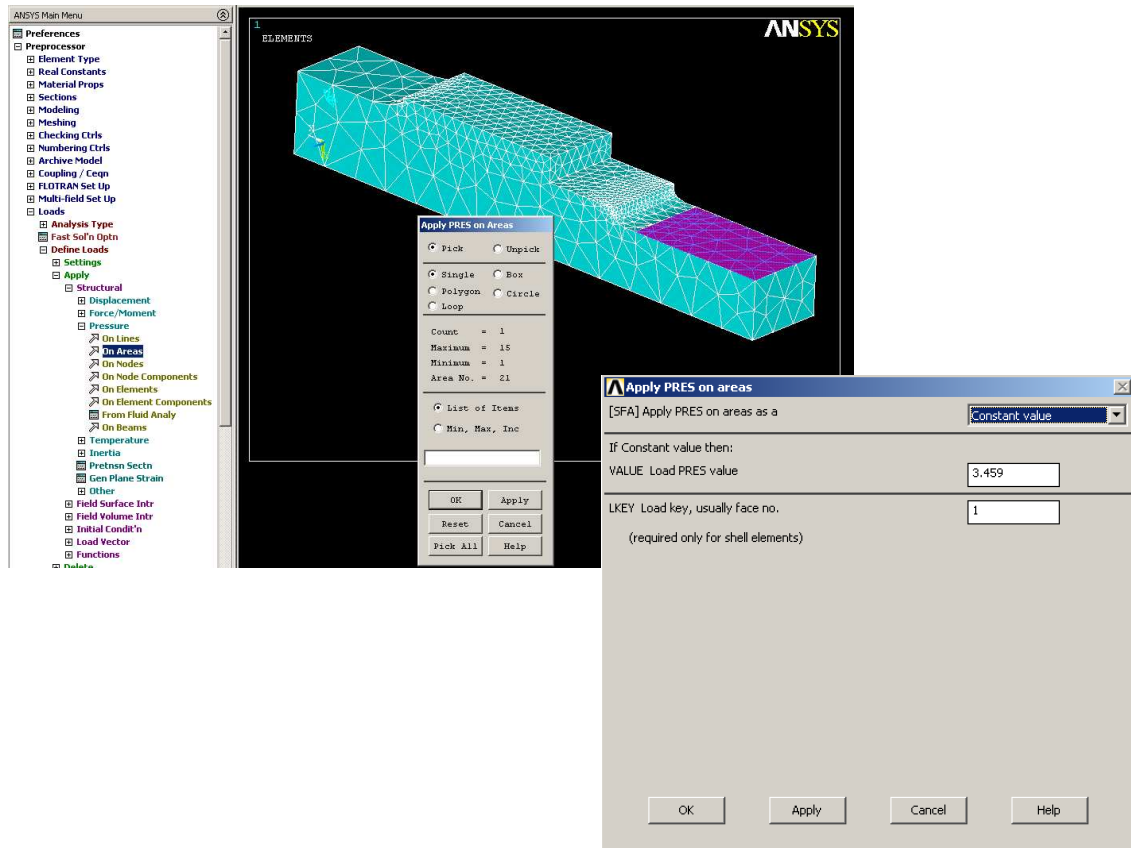


Fig.6.31. Ventana de definición de cargas

Se ha calculado la presión correspondiente a 50 kN en la superficie seleccionada como la fuerza dividida por el área en cuestión:

$$Presión = \frac{Fuerza}{Área} = \frac{50000N}{160.62 \cdot 90mm^2} = 3.459 MPa$$

6.2.2.6.- Resultados

Tras seguir todos estos pasos, se procede a resolver el problema, siguiendo el menú *Solution > Solve > Current LS*.

Una vez que el programa termina de resolver las ecuaciones, se pueden visualizar los resultados de tensión máxima de Von Mises siguiendo el menú *General Postproc > Plot Results > Contour Plot > Nodal Solution*, como se ve en la imagen.

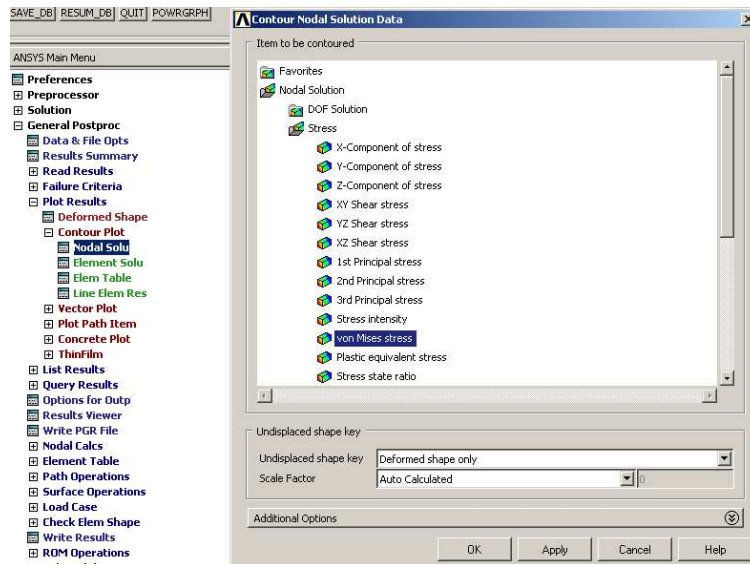


Fig.6.32. Ventana para la visualización de la distribución de la tensión de Von Misses

Los resultados de desplazamiento máximo se presentan siguiendo el mismo procedimiento:

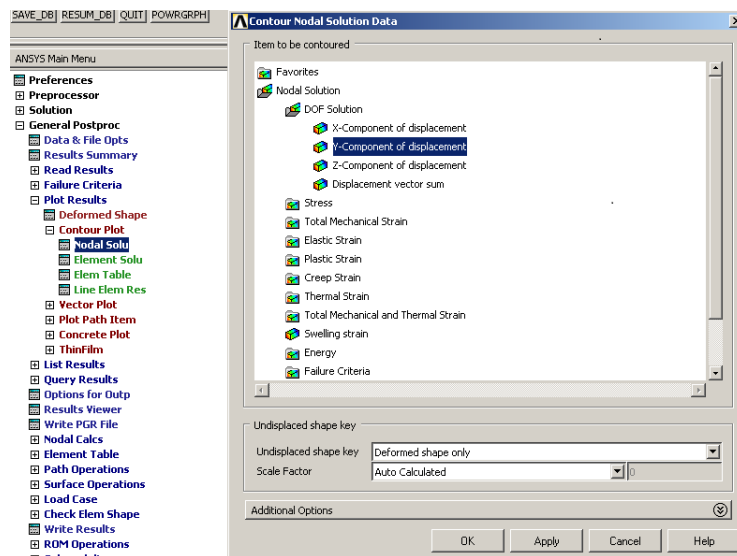


Fig.6.33. Ventana para la visualización del desplazamiento en el eje Y

Siguiendo todos los pasos descritos en el Apartado 6.2.2. se han analizado la distribución de tensión de Von Misses y el desplazamiento de la viga en el eje Y para los diferentes mallados. Los resultados se muestran en las Fig.6.34 y Fig.6.35.

En cuanto a los resultados obtenidos de la distribución de tensiones en los diferentes casos presentados (diferentes mallas utilizadas), cabe destacar sobre todo la distribución del primer caso (Malla 1). En concreto la zona del empotramiento (que se presupone más tensionada que el resto), presenta una distribución extraña en la zona central, partiendo por el eje longitudinal de la viga. La razón es sin duda el poco detalle en el mallado en esa zona, como se ve en la imagen de la malla correspondiente.

Poco a poco, según se va refinando el mallado, se observa una distribución de tensiones más uniforme, como por ejemplo en la zona del empotramiento, donde se sitúan los puntos de máxima tensión.

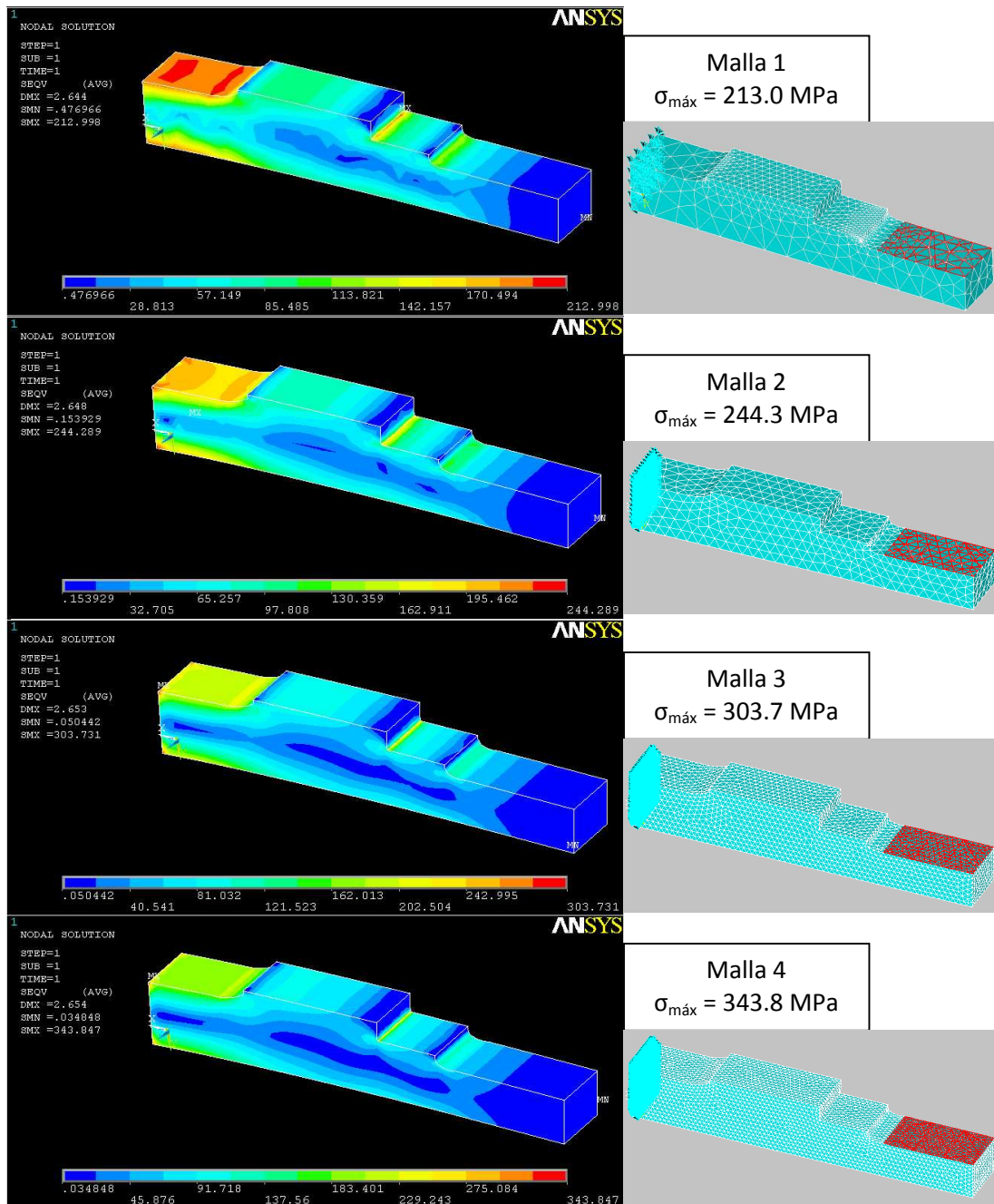


Fig.6.34. Resultados de tensión de Von Mises obtenidos para las diferentes mallas

Estas pruebas demuestran también cómo a medida que el mallado se hace más fino los valores de la tensión aumentan, debido a que el tamaño de los elementos es menor, y se recogen con mayor fiabilidad datos de elementos más próximos entre sí.

Posteriormente se analizarán estos resultados en comparación con los obtenidos mediante Pro Engineer para la resolución del mismo problema.

Como segundo dato a comparar se tiene la flecha máxima de la viga. En este caso las diferencias entre los diferentes casos estudiados son mucho menos acusadas, debido a que se trata de una magnitud mucho menor, por lo tanto con menor rango de dispersión.

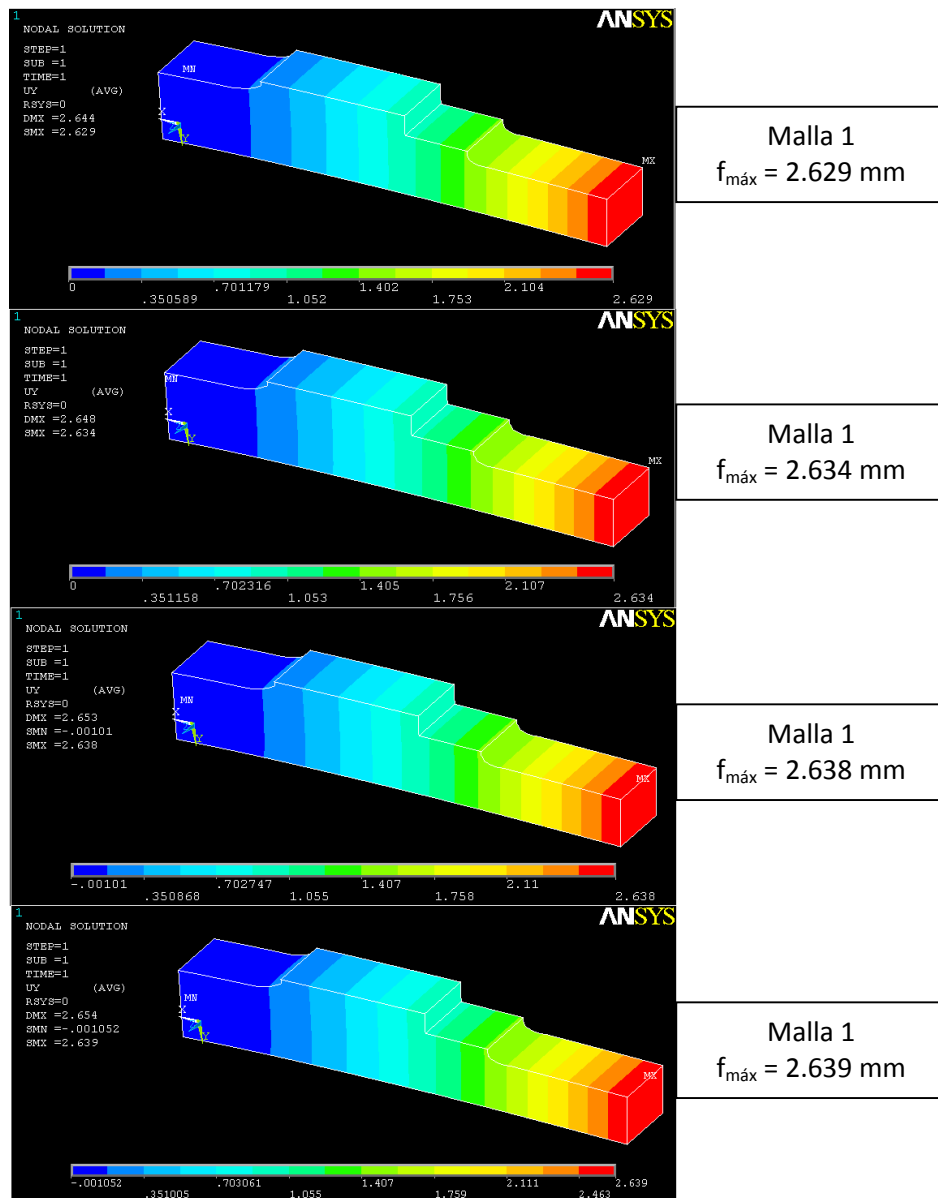


Fig.6.35. Resultados de desplazamiento en el eje Y obtenidos para las diferentes mallas

Lo que sí se observa en este caso, es que la diferencia entre los valores va disminuyendo conforme se refina la malla, dato que corrobora la teoría de la convergencia según la malla se va haciendo más pequeña.

De nuevo, estos resultados se analizan junto con los obtenidos en Pro Engineer en el siguiente apartado.

6.3.- CONCLUSIÓN ANÁLISIS DE ESFUERZOS PRO ENGINEER vs ANSYS

Una vez realizado el análisis de esfuerzos en un mismo ejercicio a través de dos herramientas de simulación diferentes, se pasa a la comparación de resultados.

En la Tabla 6.6, se observa como la diferencia entre los valores obtenidos mediante Pro Engineer y ANSYS se va haciendo más pequeña conforme se refina la malla,



exceptuando un valor de desplazamiento, aunque esta diferencia se puede considerar despreciable por lo que pequeña que es.

	Máx. Tensión Von Mises (Mpa)	Flecha máx. (mm)	Diferencia Tensión (%)	Diferencia Flecha (%)
Malla 1	213,0	2,629	35,47	0,34
Malla 2	244,3	2,634	25,99	0,15
Malla 3	303,7	2,638	8,00	0,00
Malla 4	343,8	2,639	4,15	0,04
Pro Engineer	330,1	2,638	0,00	0,00

Tabla 6.6. Resultados obtenidos mediante el análisis con Pro Engineer y ANSYS

Tras estos porcentajes, se asume que el análisis de esfuerzos estáticos con Pro Engineer es válido, y que las diferencias entre el mallado más fino considerado con ANSYS y el resultado obtenido con Pro Engineer pueden deberse quizá a la elección del tipo de elemento en ANSYS, o a diferencias en las aproximaciones de cálculo de los dos softwares.

Capítulo 7.

ANÁLISIS DE FATIGA ANALÍTICAMENTE vs PRO ENGINEER

7.1.- ESTUDIOS PREVIOS: DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

7.2.- “EJE EMPOTRADO 1”. ANÁLISIS A FATIGA ANALÍTICAMENTE

7.3.- “EJE EMPOTRADO 1”. ANÁLISIS A FATIGA CON PRO ENGINEER

7.4.- CONCLUSIÓN ANÁLISIS A FATIGA ANALÍTICAMENTE vs PRO ENGINEER

7.1.- ESTUDIOS PREVIOS: DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En el camino hacia la validación de los resultados obtenidos mediante el nuevo software Pro Engineer para análisis de una pieza sometida a fatiga, se procede de manera análoga a como se ha hecho en el Capítulo 6: se va a resolver un mismo problema de un eje sometido a fatiga mediante cálculos analíticos y mediante el módulo integrado para cálculos de fatiga en Mecánica de Pro Engineer, Fatigue Advisor.

El eje simulado a fatiga, llamado a partir de ahora “Eje empotrado 1”, tiene las siguientes características:

- El material del eje es un acero AISI 1050, laminado en frío, de tensión última en tracción $S_{ut} = 690 \text{ MPa}$.
- Eje rotatorio, empotrado en el lado izquierdo, bajo carga no rotatoria.
- Dimensiones y cargas según la Fig.7.1.

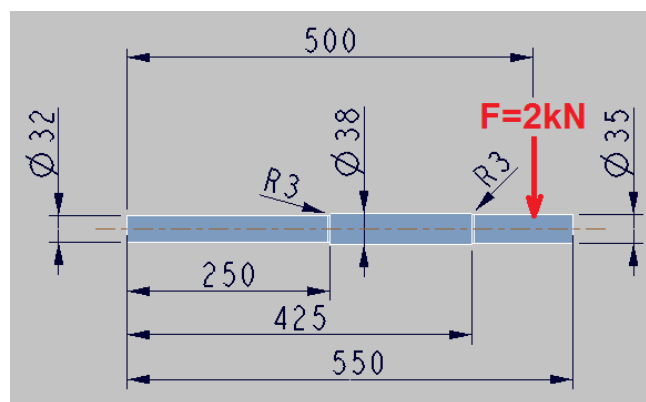


Fig.7.1. Cargas y dimensiones del problema “Eje empotrado 1”

7.2 “EJE EMPOTRADO 1”. ANÁLISIS A FATIGA ANALÍTICAMENTE

En primer lugar, se va a estudiar la respuesta a fatiga del eje rotatorio presentado anteriormente, sometido a una carga no rotatoria, analíticamente, siguiendo las premisas descritas en el Capítulo 4.

7.2.1.- Sección de máxima tensión

En primer lugar se ha de determinar el diagrama de momentos flectores, para conocer la tensión en las secciones críticas: el empotramiento (Sección A) y los dos cambios de sección (Sección B y C respectivamente)

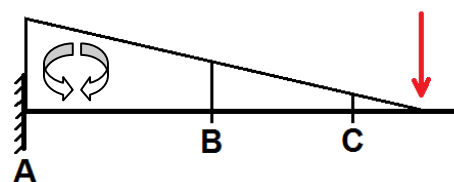


Fig.7.2. Diagrama de momentos flectores

Según el diagrama, se calcula a continuación la distribución de momentos flectores en las secciones A, B y C, y con ello la tensión máxima soportada por el eje en esas mismas secciones:

- Momento y tensión en la sección A (*empotramiento*)

$$M_A = F \cdot (500) = 2000 \cdot 500 = 1000000 N \cdot mm$$

$$\sigma_A = \frac{M_A}{I_z} \frac{d_1}{2} = \frac{32 \cdot M_A}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 1000000}{\pi \cdot 32^3} = 310.8 MPa$$

- Momento y tensión en la sección B ($d_1=32mm \rightarrow d_2=38mm$)

$$M_B = F \cdot (500 - 250) = 2000 \cdot 250 = 500000 N \cdot mm$$

$$\sigma_B = \frac{M_B}{I_z} \frac{d_1}{2} = \frac{32 \cdot M_B}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 500000}{\pi \cdot 32^3} = 155.4 MPa$$

- Momento y tensión en la sección C ($d_2=38mm \rightarrow d_3=35mm$)

$$M_C = F \cdot (500 - 250 - 175) = 2000 \cdot 75 = 150000 N \cdot mm$$

$$\sigma_C = \frac{M_C}{I_z} \frac{d_3}{2} = \frac{32 \cdot M_C}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 150000}{\pi \cdot 35^3} = 35.6 MPa$$

Tras estos cálculos se observa que la sección de máxima tensión es la del empotramiento, pero sólo con estos datos no se puede asegurar que el eje vaya a romper por esa sección, ya que los cambios de sección también pueden ser zonas susceptibles de fallo por fatiga. Por seguridad, se va a calcular el número de ciclos que aguanta el eje a fatiga en las 3 secciones.

7.2.2.- Cálculo del límite de fatiga corregido (S_e)

En este apartado se van a calcular los coeficientes modificativos del límite de fatiga para las tres secciones en cuestión, siguiendo los pasos detallados en el Apartado 4.3, para finalmente calcular el límite de fatiga corregido.

i) Factor de acabado superficial (K_a)

Se trata de un eje laminado en frío, de la Tabla 4.1 se obtienen los coeficientes a y b correspondientes.

$$K_{aB} = K_{aC} = a \cdot S_{ut}^b = 4.51 \cdot 690^{-0.265} = 0.798$$

ii) Factor de tamaño (K_b)

El eje está sometido a flexión. Este factor depende del diámetro, por lo que se calcula uno diferente para cada sección. En ese caso, el empotramiento y el primer cambio de sección tienen el mismo diámetro.

$$K_{bA} = K_{bB} = \left(\frac{d_1}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left(\frac{32}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.850$$

$$K_{bC} = \left(\frac{d_3}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left(\frac{35}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.841$$

iii) Factor de confiabilidad (K_c)

Para el problema a resolver se va a determinar un nivel de confiabilidad del 90%, ya que es el factor que utiliza Pro Engineer por defecto en la resolución de las simulaciones a fatiga.

$$K_{cB}(90\%) = K_{cC}(90\%) = 0.897$$

iv) Factor de temperatura (K_d)

El eje se encuentra a temperatura ambiente, por lo que:

$$K_{dB} = K_{dC} = 1$$

v) Factor de concentración de tensiones (K_e)

Este factor se debe tener en cuenta en las secciones B y C , por haber un cambio de sección, pero no en el empotramiento. Según se vio en el Apartado 4.3.5, el primer paso es calcular el factor de concentraciones teóricos (K_t). Para ello se entra en la Fig.4.11d con los siguientes datos:

Sección B : $\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{38}{32} = 1.187$

$$K_{tB} = 1.6$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{32} = 0.094$$

Sección C : $\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_3} = \frac{38}{35} = 1.08$

$$K_{tC} = 1.55$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{35} = 0.085$$

Posteriormente, se calcula el factor de sensibilidad a las ranuras (q), en este caso entrando en la gráfica de la Fig.4.12, con los valores de la tensión última a tracción y el radio de las ranuras. En este caso, el factor q es igual en las dos secciones.

$$S_{ut} = 690MPa$$

$$q_B = q_C = 0.83$$

$$r = 3$$

Con estos datos, se pasa a calcular el factor de la resistencia en caso de fatiga (\mathfrak{R}_f) para las dos secciones:

$$\mathfrak{R}_f = q \cdot (K_t - 1) + 1$$

$$\mathfrak{R}_{fB} = 1.498$$

$$\mathfrak{R}_{fC} = 1.457$$

Finalmente, se calcula el factor de concentración de tensiones (K_e), como la función inversa de \mathfrak{R}_f :

$$K_{eB} = 0.668$$

$$K_{eC} = 0.687$$

vi) Cálculo del límite de fatiga corregido (S_e)

Una vez calculados los coeficientes modificativos del límite de fatiga se calcula el límite de fatiga corregido mediante la expresión:

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S'_e$$

Así, para las tres secciones objeto del cálculo de vida a fatiga, el valor del límite de fatiga resulta:

$$S_{eA} = 209.9 MPa$$

$$S_{eB} = 140.1 MPa$$

$$S_{eC} = 142.7 MPa$$

7.2.3.- Determinación del número de ciclos

Para determinar la vida a fatiga del eje estudiado, se va a utilizar el criterio de Goodman (explicado en el Apartado 4.4.1.1), ya que tiene la ventaja de expresarse mediante una relación lineal y es el más utilizado en la práctica.

El eje estudiado es un ejemplo de problema de tensión media nula, ya que al girar, las secciones del eje quedan sometidas a tracción y compresión alternativamente.

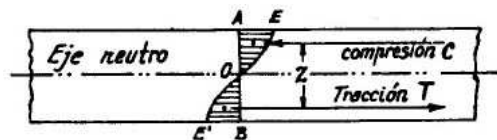


Fig.7.3. Zona comprimida y zona traccionada en un eje

En las secciones estudiadas, las tensiones máximas son las calculadas en el Apartado 7.2.1, y las tensiones mínimas serán las mismas pero con signo negativo, por ser en este caso de compresión. Según lo explicado en el Apartado 4.4, las tensiones alternantes y media para las tres secciones estudiadas son:

$$\sigma_{aA} = 310.8 \text{ MPa} \quad \sigma_{mA} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aB} = 155.4 \text{ MPa} \quad \sigma_{mB} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aC} = 35.6 \text{ MPa} \quad \sigma_{mC} = 0 \text{ MPa}$$

Con estos datos, y según el criterio de Goodman, la tensión de fallo coincide con la tensión máxima en cada caso:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad \rightarrow \quad S_f = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

Una vez conocido este dato, se procede a calcular el número de ciclos para cada sección (empotramiento y cambios de sección), en función del valor de la tensión de fallo en cada caso.

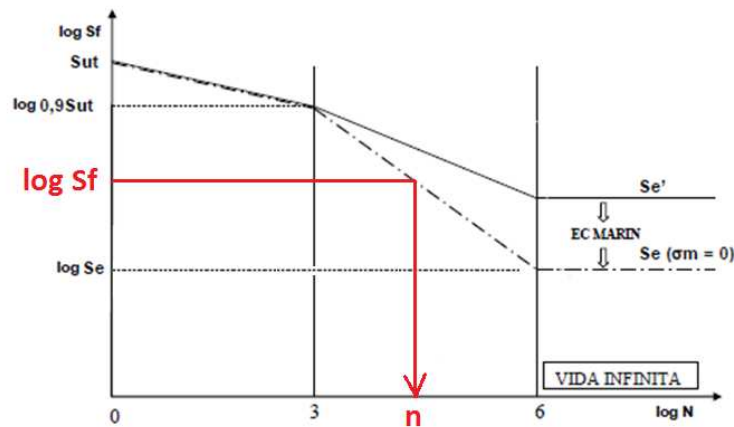


Fig.7.4. Diagrama S-N

Por semejanza de triángulos:

$$\frac{\log(0.9 \cdot S_{ut}) - \log S_e}{6 - 3} = \frac{\log S_f - \log S_e}{6 - n}$$

Por representarse en escala logarítmica el número de ciclos resulta ser:

$$N = 10^n$$

Los resultados para las secciones estudiadas resultan ser:

- Sección A (empotramiento): $N_A = 10^{4.914} = 82035$ ciclos
- Sección B: $N_B = 10^{5.790} = 616595$ ciclos
- Sección C: $S_f < S_e \rightarrow$ Vida infinita

De este análisis se determina que el eje romperá por el empotramiento aproximadamente a los 82035 ciclos según el cálculo analítico.

7.3. “EJE EMPOTRADO 1”. ANÁLISIS A FATIGA CON PRO ENGINEER

El objetivo de este apartado es resolver el problema “Eje empotrado 1” mediante el módulo de fatiga integrado en Pro Engineer (*Fatigue Advisor*), y comprobar si los resultados son, cuanto menos, similares a los obtenidos en el apartado anterior analíticamente.

Antes de comenzar con la simulación propiamente dicha, se van a explicar los fundamentos que utiliza el módulo de *Mecánica* para el análisis a fatiga.

7.3.1.- Fundamentos de la Mecánica de Fatiga en Pro Engineer

Aunque el análisis con las curvas S-N sigue siendo ampliamente utilizado en análisis de fatiga, tiene una gran desventaja para aplicaciones CAE. El inicio de la fatiga está condicionado por zonas con tensiones plásticas locales, sin embargo, el análisis S-N utiliza la tensión elástica como entrada. Por esta razón, los métodos de tensión local son más adecuados. Los análisis de fatiga de Pro Engineer utilizan el método E-N.

7.3.1.1.- Enfoque del método E-N

En un ensayo de fatiga, las probetas de diferentes tipos de materiales son sometidas a diversos tipos de cargas cíclicas, tales como: flexión, torsión, tracción y compresión. El método de E-N utiliza estas pruebas para medir la resistencia a fatiga. Los resultados se presentan en términos de esfuerzo (E) frente a ciclos hasta el fallo (N), en un diagrama como el que se presenta en la Fig.7.5.

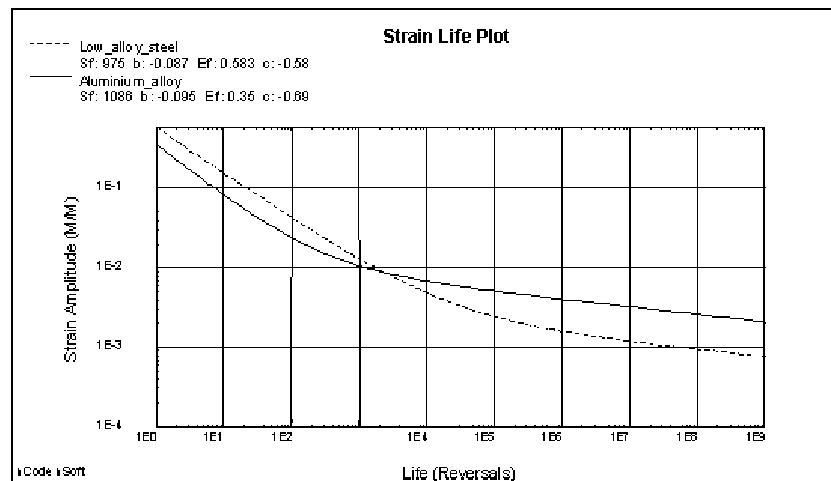


Fig.7.5. Diagrama E-N para un acero de baja aleación y una aleación de aluminio

Fatigue Advisor utiliza un conjunto genérico de propiedades de fatiga para modelar aceros de baja aleación, aceros no aleados, aleaciones de aluminio y aleaciones de titanio. Estas propiedades genéricas han sido recopiladas por Baumel Jr. y Seeger, y son conocidas como la *Ley Uniforme de Materiales*. Si bien, no se puede esperar para dar vida muy precisa a fatiga, a efectos prácticos, son ideales para determinar si un componente es susceptible de sufrir problemas en fatiga, y si es necesario un análisis más exhaustivo de diseño antes de la puesta en marcha del mismo.

7.3.1.2.- Ciclos de tensión

Es importante entender como el módulo de fatiga de Mecánica estudia y trata a las cargas. Para ello lo primero es describir los tres tipos de tensiones cíclicas que contribuyen al proceso de fatiga.

- El primer tipo se trata de una tensión alternante pura, como muestra la Fig.7.6. Esta es la condición de carga típicamente encontrada en los ejes de rotación que funcionan a una velocidad constante sin sobrecarga. Este es también el tipo de carga utilizado en la mayoría de ensayos de fatiga.

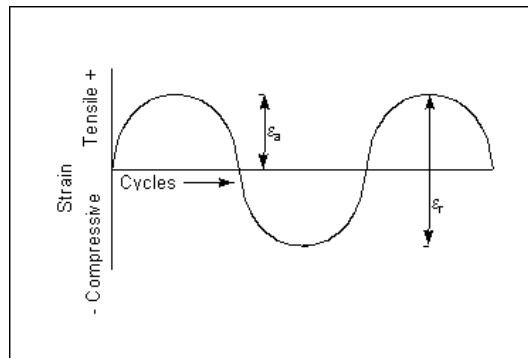


Fig.7.6. Curva de una tensión alternante pura ($\sigma_m=0$)

Para este primer tipo de ciclo, la tensión máxima y mínima son de igual magnitud pero de signo opuesto, siendo así la tensión media nula. El rango de tensión, ε_r , es la diferencia algebraica entre la tensión máxima y la mínima. La amplitud de deformación, ε_a , es la mitad del rango de tensión.

- El segundo tipo de carga se corresponde con la situación más general, es el caso de tensión fluctuante, donde la tensión media no es nula, como se ve en la Fig.7.7. En este caso ambos están a tracción y se define además una tensión media de compensación para la carga cíclica, ε_m .

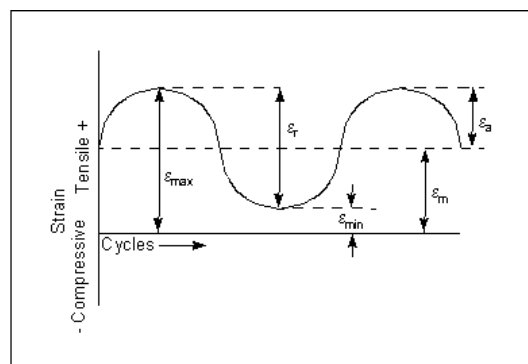


Fig.7.7. Curva de una tensión fluctuante ($\sigma_m \neq 0$)

- El tercer y último caso es el caso de tensión fluctuante en el que la tensión media puede ser de tracción o de compresión. Como se mencionó anteriormente, la mayoría de los datos básicos de fatiga se recogen usando tensión alternante pura. Por lo tanto, estos datos no son directamente aplicables para ciclos de tensión con una tensión media distinta de cero. Con el fin de predecir realísticamente la estimación de vida para ciclos de tensión con tensión media de tracción o compresión, el resultado de las pruebas realizadas usando cargas de

tensión alternante pura se corrigen. La elección del enfoque correctivo a utilizar depende de si la tensión media es principalmente de tracción o de compresión.

La razón de esto puede verse en el gráfico de la Fig.7.8 que ilustra esquemáticamente el efecto de la tensión media en la curva E-N. Visto conceptualmente, una tensión media de tracción actúa *abriendo* la fisura, mientras que una tensión media de compresión trabaja *cerrándola*.

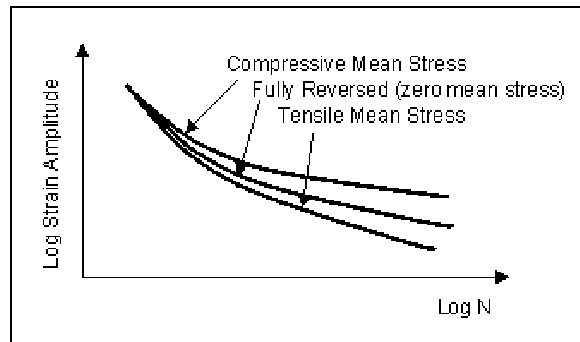


Fig.7.8. Diferencia entre tensión media de tracción o compresión

Típicamente, los efectos se concentran a la derecha del diagrama, reduciendo la vida a fatiga en componentes con tensión media de tracción y alargando la vida a fatiga en componentes con tensión media de compresión.

7.3.1.3.- Evaluación del daño acumulado

Dado que las pruebas requeridas para calcular las curvas E-N para una gama de tensiones medias son bastante caras, se han desarrollado varias relaciones empíricas para modelar el efecto de la tensión media. De todos los métodos propuestos, dos han sido los más ampliamente aceptados:

- El enfoque Smith, Watson, Topper: recomendado para secuencias de carga en las que predomina la tensión de tracción, ya que es más conservativa.
- La corrección de Morrow: se aconseja en el caso de cargas predominantemente compresivas, en especial para los ciclos de compresión total, ya que proporciona estimaciones de vida más realista.

Estos métodos se basan en la curva deformación-vida del material (Curva E-N), que presenta una relación válida para cualquier nivel de carga, y cuya representación se muestra en la Fig.7.9.

El paso siguiente consiste en definir un “*parámetro de daño*” que se sirve de la curva de amplitud de deformaciones frente a número de ciclos, para, aplicando las correcciones pertinentes, estimar el daño de un ciclo concreto de carga. A continuación se definen los parámetros de daño utilizados en los dos métodos definidos anteriormente.

- Parámetro Smith-Watson-Topper: $P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \epsilon_a \cdot E} = \sqrt{\sigma_{\max} \cdot \epsilon_a \cdot E}$

- Parámetro Morrow: $P_{Mor} = \frac{\sigma_a}{E \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f}\right)} + \epsilon_{a,p}$

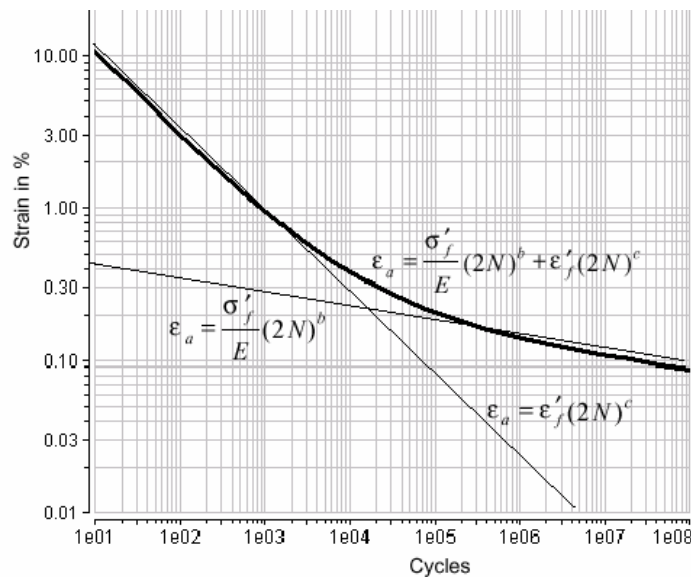


Fig.7.9. Modelo de vida frente a amplitud de deformación

El último paso para estimar la vida total del componente ante una historia de sollicitaciones es componer el histograma de ciclos en amplitud. Una vez se dispone de éste, para cada grupo se aplica el parámetro de daño equivalente, y por medio de la “Regla de Miner” se obtiene el daño total como suma de los daños asociados a cada grupo de ciclos con una amplitud determinada, como se explicó en el Apartado 4.5.1.1.

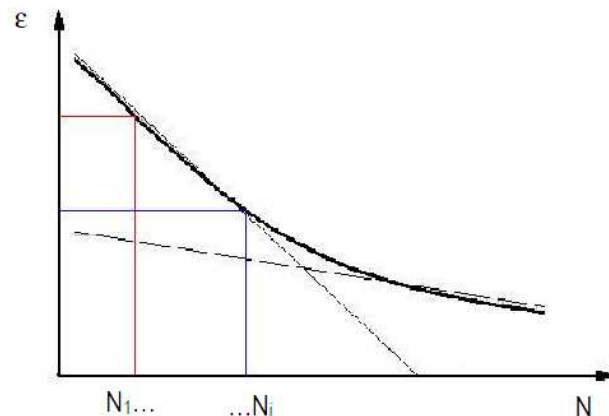


Fig.7.10. Representación gráfica de la Regla de Miner

Mecánica realiza el cálculo del daño acumulado mediante los dos métodos explicados y elige el más apropiado en cada análisis.

Para las cargas de amplitud variable, es necesario extraer los ciclos de fatiga perjudiciales de la señal y luego evaluar el daño realizado por cada ciclo. El daño total es la suma de los daños causados por cada ciclo individual. Cada ciclo de la fatiga se extrae mediante un proceso conocido como la captura del lazo de histéresis. La localización del estrés y la tensión se representan como se muestra en el siguiente diagrama.

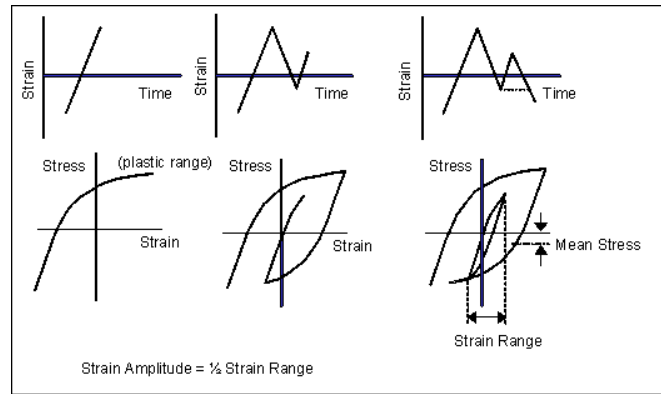


Fig.7.11. Curva de histéresis

Cuando un ciclo de histéresis tensión-deformación se cierra, son devueltos el rango de deformación y la tensión media, también el daño calculado usando la curva E-N modificada por la corrección de tensión media. Este análisis se lleva a cabo sobre la señal de la tensión en función del tiempo hasta que todos los ciclos se han extraído y el daño total ha sido evaluado. El algoritmo que utiliza *Mecánica* para la estimación de vida a fatiga es el Método Rainflow.

Mecánica normalmente utiliza una solución elástico lineal para determinar las tensiones pseudo-elásticas en un componente. Posteriormente, antes de proceder con el análisis a fatiga, éstas se convierten automáticamente en tensiones reales usando la relación de Neuber.

$$\sigma_{npl} = \frac{\sqrt{\sigma_{\max}^* \cdot \varepsilon_{\max}^* \cdot E}}{K_t}$$

Esta ecuación relaciona la tensión nominal en el fondo de la fisura (σ_{npl}), con el alargamiento y la tensión máximos inducidos en el fondo de la fisura, ε_{\max}^* σ_{\max}^* , respectivamente.

7.3.1.4.- Factores que afectan a la vida en fatiga

Como se ha mencionado anteriormente, la curva E-N que utiliza *Mecánica* deriva de las pruebas de control de tensión basadas en probetas. Se utiliza una muestra pulida, de aproximadamente 6 mm de diámetro, sometida a tensión alternante pura en fatiga para determinar una curva de base E-N.

Como ya se ha comentado en este trabajo, aspectos tales como el tamaño, el tratamiento superficial, o la presencia de muescas o cambios de sección afectan al límite de fatiga de un componente. Para tener en cuenta estos efectos, *Mecánica* cuenta con el factor de reducción de la resistencia a la fatiga, K_{rf} , que se define como la inversa del factor de concentración de tensiones, K_e .

$$K_{rf} = \frac{1}{K_e}$$

Los demás factores, se cuantifican en diversas partes del programa. Por ejemplo, en el caso del factor de confiabilidad, K_c , viene definido por defecto como 90%. Esto significa que el 90% de unas pruebas realizadas bajo las mismas condiciones de modelo definidas, tendrán vidas superiores a la que el programa predice. Si se deseara, se puede modificar

este valor cambiando el archivo de configuración del programa, *sim_fatigue_confidence_level* en *config.pro*, como se explicará para el análisis del eje ferroviario.

Tampoco se incluye directamente el factor de acabado superficial, K_a , ya que éste se define en las propiedades del material, con lo que el factor va incluido en esa definición.

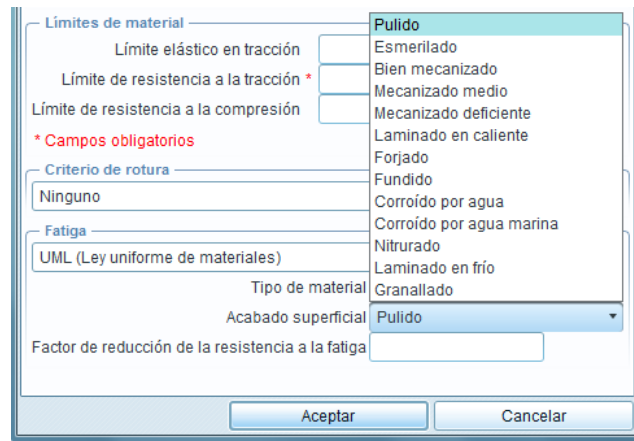


Fig.7.12. Definición de parámetros necesarios para análisis de fatiga

En cuanto al factor de tamaño y el de temperatura, el primero se tiene en cuenta en la simulación directamente al reconocer el programa la geometría de la pieza, y para el segundo hay una opción para *Insertar > Carga de Temperatura*, donde se incluiría el efecto de la temperatura en el análisis en caso de ser necesario.

7.3.2.- Resolución del problema en Pro Engineer

Una vez conocidos los fundamentos básicos del módulo de fatiga en Pro Engineer, se procede a la simulación del problema “Eje empotrado 1” para comprobar después los resultados obtenidos con los presentados en el Apartado 7.2.3, calculados analíticamente.

7.3.2.1.- Modelización de la pieza

En primer lugar se modeliza el eje que se va a estudiar. Para ello, en el módulo *Estándar* de Pro Engineer, se elige *Insertar > Revolución*, ya que vamos a generar una geometría con simetría de revolución.

Una vez definido el plano de trabajo, se procede a la generación del perfil siguiendo las dimensiones de la Fig.7.1.

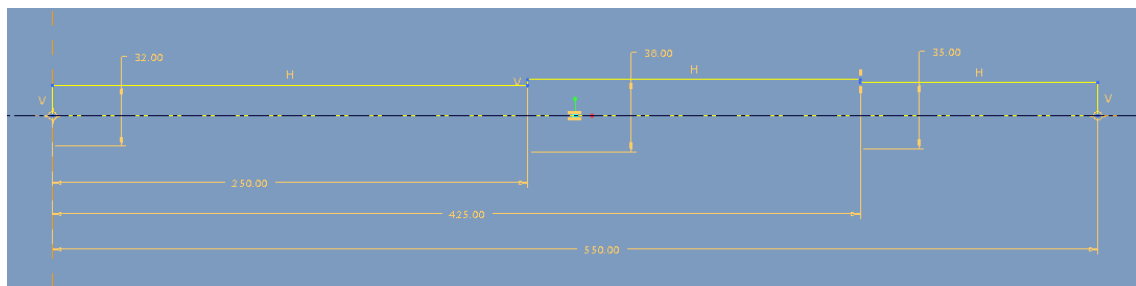


Fig.7.13. Perfil de revolución del eje

Es importante recordar que por ser un perfil de revolución es necesario definir el eje de revolución propiamente dicho, en la imagen se muestra como una línea amarilla discontinua.

Posteriormente se procede a realizar los redondeos en las secciones de cambio de diámetro, de 3 mm como se indica en la Fig.7.1, pulsando *Insertar > Redondeo* en el menú principal, y marcando después las aristas deseadas, como indica la Fig.7.14.

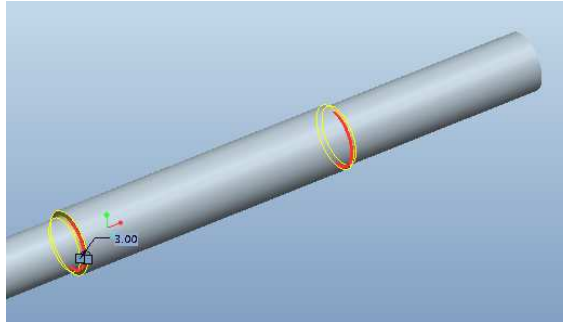


Fig.7.14. Definición de redondeos en las aristas vivas de cambio de sección

El problema “Eje empotrado 1” se basa en un eje rotatorio empotrado sometido a una fuerza puntual no rotatoria, teniendo en cuenta esto es necesario crear un punto de referencia donde aplicar después la fuerza.

Para ello pulsando en el menú *Insertar > Datos ref. de modelo > Punto > Punto*, se llega a una ventana similar a la de la Fig.7.15. En este caso, se selecciona como referencia principal la superficie de diámetro 35mm, donde está aplicada la fuerza, y como referencias de desvío se especifican:

- Plano FRONT, desvío = 0 mm, ya que el punto debe estar contenido en ese plano.
- Plano RIGHT, desvío = 500 mm, ya que el punto de aplicación de la fuerza se sitúa a 500 mm de la superficie empotrada.

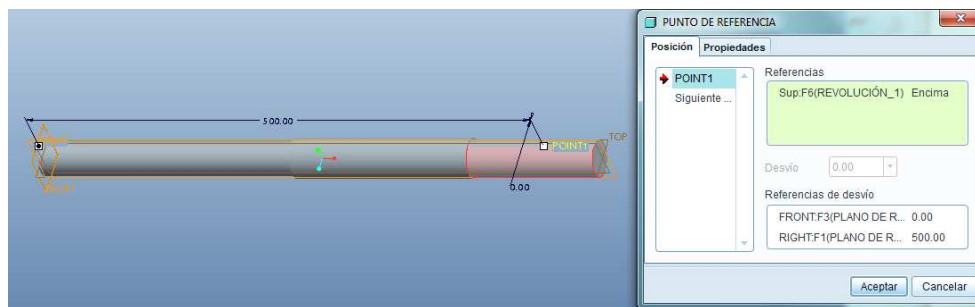


Fig.7.15. Definición del punto de aplicación de la fuerza

Con esto, el eje queda definido y modelado finalmente, como se ve en la Fig.7.16.

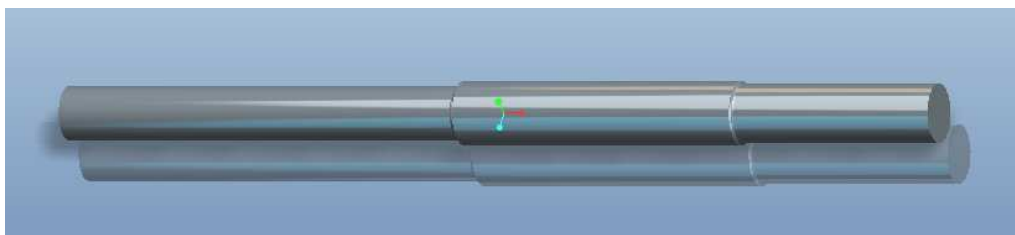


Fig.7.16. Eje del problema “Eje empotrado 1” modelado con Pro Engineer

7.3.2.2.- Definición de las propiedades del material

En este apartado se definen las propiedades del material de manera análoga a como se detallaron en el Apartado 6.2.1.2, para el análisis de esfuerzos en el problema “*Viga empotrada 2*”. Con la salvedad de que en este caso es necesario incluir algunos datos para el análisis a fatiga.

Así, en la ventana de definición del material, en el apartado *Fatiga*, se elige la Ley Uniforme de Materiales, y se incluyen los valores que se muestran en la imagen para definir totalmente el material.

Los valores correspondientes al módulo de Young y coeficiente de Poisson son dados por defecto al definir el material como acero.

Como ya se ha comentado en la resolución analítica, se trata de un acero AISI 1050, de tensión última $S_{ut} = 690 \text{ MPa}$, y límite elástico $\sigma_y = 365 \text{ MPa}$.

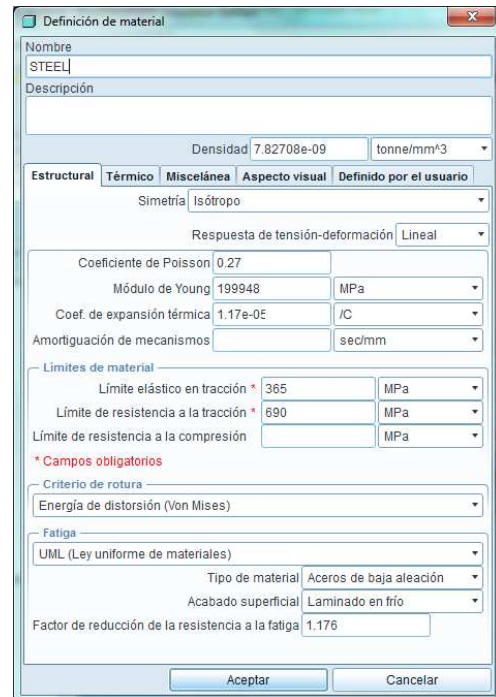


Fig.7.17. Definición del material en el problema “*Eje empotrado 1*”

Se definen también el tipo de material, como acero no aleado (por ser AISI 1050), y el tratamiento superficial, que como se indicó en la definición del problema, es laminado en frío.

En cuanto al factor de reducción de la resistencia a la fatiga (detallado en el Apartado 7.3.1.4), incluye como ya se comentó, el factor de concentración de tensiones.

Los cálculos analíticos realizados en el Apartado 7.2.1 han demostrado que la sección más crítica es el empotramiento. Se va a proceder al estudio del eje sometido a fatiga con Pro Engineer suponiendo que este dato no es conocido. Y es que como se ha comentado, es necesario incluir un factor de reducción de la resistencia a la fatiga, y este depende de la sección que se está estudiando.

Por este motivo, es necesario hacer tres simulaciones diferentes, para las tres secciones críticas, de manera similar a como se ha resuelto el problema analíticamente.

Se detalla a continuación el proceso seguido para el cálculo de vida a fatiga en la sección del empotramiento. Para las otras dos secciones (los dos cambios de diámetro), se procede de forma similar, con la única salvedad del factor de reducción de la resistencia a la fatiga, que se detalla a continuación.

- Sección A (*empotramiento*)

Factor de concentración de tensiones: $K_{eA} = 1$

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga: $K_{rfA} = \frac{1}{K_{eA}} = 1$

- Sección B ($d_1=32mm \rightarrow d_2=38mm$)

Factor de concentración de tensiones: $K_{eB} = 0.668$ (Apartado 7.2.2.v)

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga: $K_{rfB} = \frac{1}{K_{eB}} = 1.497$

- Sección C ($d_2=38mm \rightarrow d_3=35mm$)

Factor de concentración de tensiones: $K_{eC} = 0.687$ (Apartado 7.2.2.v)

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga: $K_{rfC} = \frac{1}{K_{eC}} = 1.456$

De este modo, para cada simulación se introducirá el factor de reducción de la resistencia a la fatiga correspondiente, y los resultados se valorarán para cada sección en su simulación correspondiente.

Con este dato quedan definidas las propiedades del material.

7.3.2.3.- Definición de restricciones y cargas

El siguiente paso es la definición de las restricciones del problema, como ya se ha comentado, se trata de un eje empotrado en uno de sus extremos. Pulsando el menú *Insertar > Restricción de desplazamiento*, se llega a la siguiente imagen, que muestra la superficie seleccionada, y las condiciones en las restricciones: traslaciones y rotaciones impedidas.

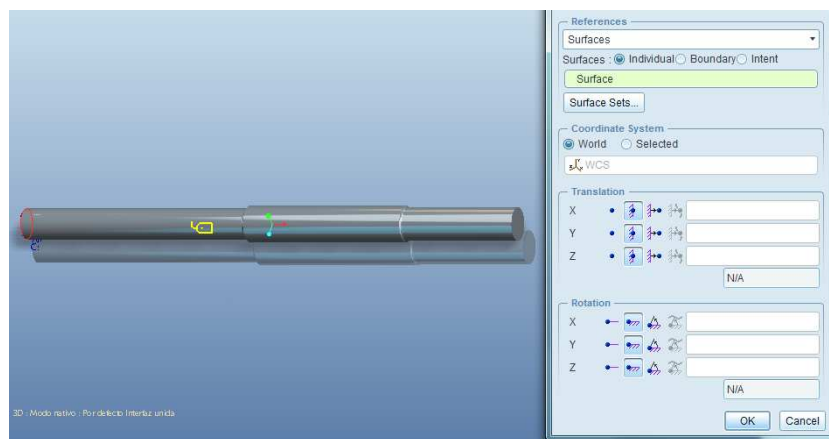


Fig.7.18. Definición de restricciones en el problema “Eje empotrado 1”

En el caso de las cargas, se procede pulsando el menú *Insertar > Carga de fuerza/momento*, y se selecciona el punto creado en el apartado de *Modelización de la pieza* como referencia para aplicar la carga. Se definen también la dirección, el sentido y la magnitud de la fuerza aplicada (2 kN), como muestra la Fig.7.19.

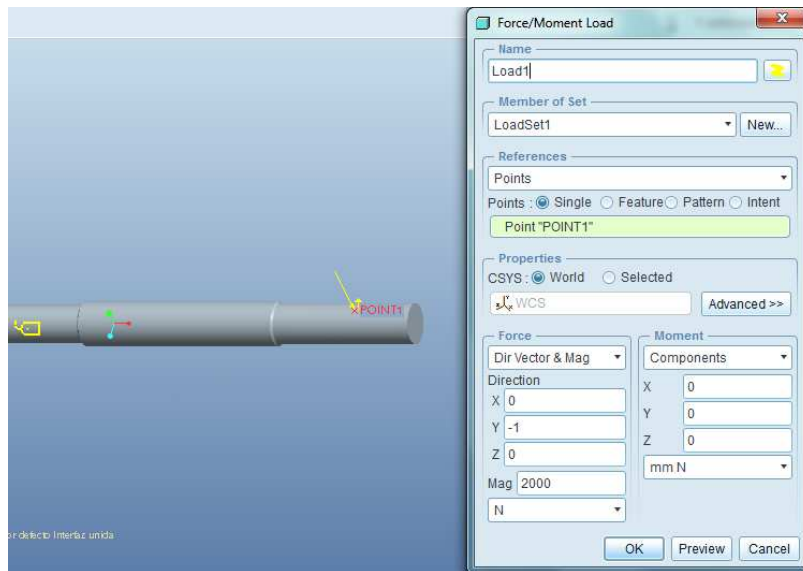


Fig.7.19. Definición de cargas en el problema “Eje empotrado 1”

Con esto quedan definidas las restricciones y cargas del problema “Eje empotrado 1”.

7.3.2.4.- Análisis estático

Se procede al análisis de manera análoga a como se ha detallado en los problemas “Viga empotrada 1” y “Viga empotrada 2”. Tras lo demostrado en el Apartado 6.1.3, acerca de las propiedades que hacen más realista un análisis de esfuerzos en Mecánica, se realiza el análisis del problema “Eje empotrado 1” de la manera más precisa posible.

7.3.2.5.- Análisis a fatiga

El análisis a fatiga se crea de manera similar al estático. En la ventana *Analyses and Design Studies* se selecciona *File > New Fatigue*, apareciendo la siguiente ventana.

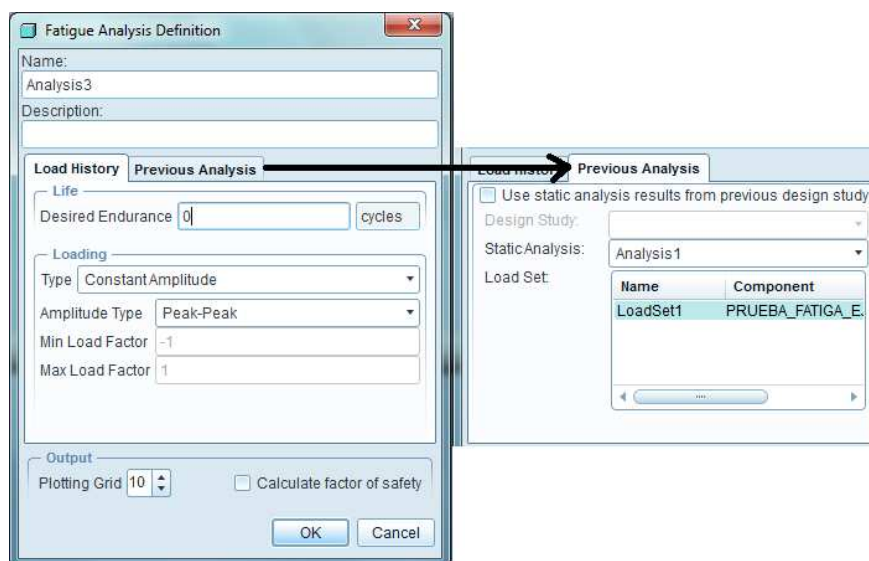



Fig.7.20. Definición de un análisis a fatiga en Mecánica

En ella se destacan los siguientes parámetros que se van a utilizar:

- Vida deseada: Si se desea un número de ciclos determinado para la vida del componente, se indica en el recuadro, y se marca la casilla *Calcular factor de seguridad* abajo a la derecha. Si no se introduce ningún número de ciclos y se activa igualmente la casilla, el programa calcula el factor de seguridad para vida infinita, es decir, 10^6 ciclos. Para este análisis se ha introducido directamente el valor de 10^6 ciclos, así el planteamiento es el mismo que el seguido en la resolución analítica (10^6 ciclos = vida infinita)
- Tipo de carga: En este caso se va a simular una carga de amplitud constante, de tipo *Peak-Peak*, lo que equivale a decir que se va a simular una carga de tensión alternante pura ($\sigma_m = 0$). Las otras opciones son *0-Peak* ($\sigma_m = \sigma_{max}/2$) y *User-defined*, donde se pueden elegir los factores de carga mínima y carga máxima.
- Análisis previo: Esta ventana es útil cuando se hacen diferentes pruebas o simulaciones a fatiga manteniendo las características del análisis estático. Activando la casilla *Use static analysis results from previous design study*, el programa toma los valores del último análisis estático, ahorrando tiempo en la simulación.
- Plotting grid: Como en el caso del análisis estático, cuanto mayor es este parámetro, más refinado es el análisis, por lo que se elige el mayor valor, 10.

7.3.2.6.- Resultados

Una vez definidos los análisis estático y a fatiga del problema “Eje empotrado 1”, se procede a presentar los resultados. En apartados posteriores se compararán con los obtenidos analíticamente en el Apartado 7.2.

Para visualizar los resultados se pincha en el icono , (Review Results).

En primer lugar, el análisis estático muestra que la sección más tensionada es la del empotramiento, con una tensión máxima de 300.6 MPa, como se ve en la Fig.7.21.

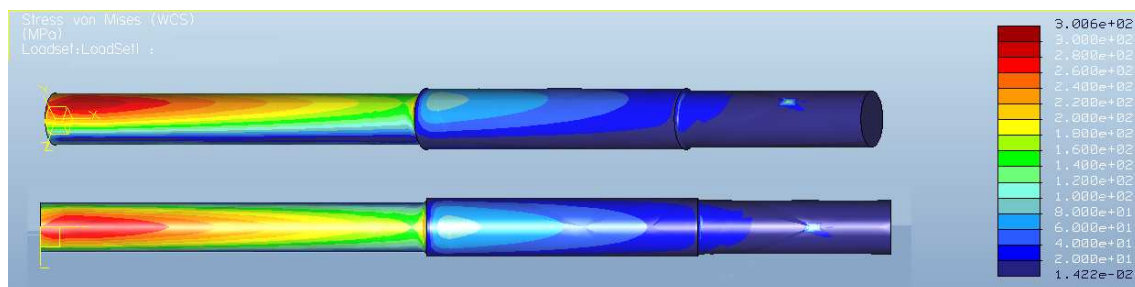


Fig.7.21. Distribución de tensiones en el problema “Eje empotrado 1”

En cuanto al análisis a fatiga realizado mediante Pro Engineer, como se comentó en el Apartado 7.3.2.2, se han calculado los diferentes factores de reducción de la resistencia a la fatiga en función de las secciones críticas. Se presentan a continuación las imágenes correspondientes a los resultados de las tres simulaciones.

El módulo de fatiga de Pro Engineer permite visualizar los siguientes datos:

- **Número de ciclos:** Se calcula una estimación del número de ciclos antes de que el modelo rompa. Debido al carácter exponencial de la fatiga, es útil expresar la vida como

logaritmo. De esta manera, como se ve en la Fig.7.22, el número máximo de ciclos que aguantaría la sección del empotramiento sometida al estado de cargas presentado sería de:

$$N_{ProE,secciónA} = 10^{5.005} = 101158 \text{ ciclos}$$

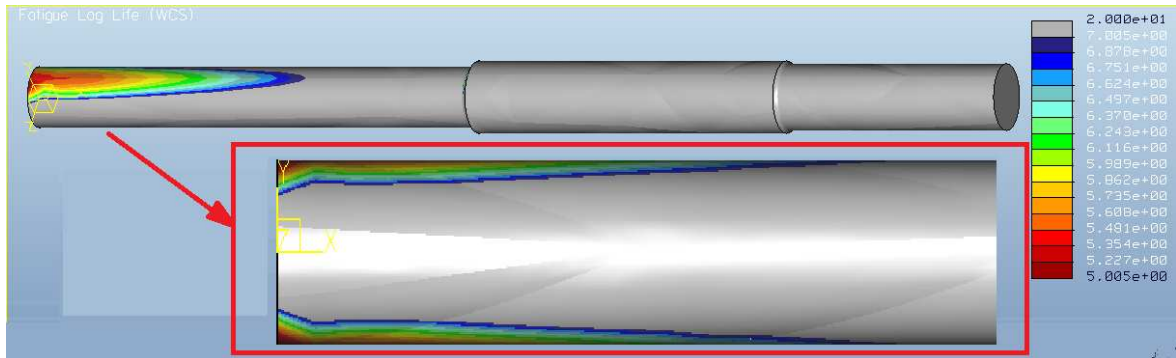


Fig.7.22. Número de ciclos a fatiga del “Eje empotrado 1” (Sección A)

Se ha incluido en esta imagen una vista lateral de detalle del eje para corroborar que la vida a fatiga crítica aparece por igual en la parte superior e inferior del eje.

La siguiente imagen muestra el detalle de los mismos resultados obtenidos para la Sección B, donde el número de ciclos es aproximadamente:

$$N_{ProE,secciónB} = 10^{5.496} = 313329 \text{ ciclos}$$

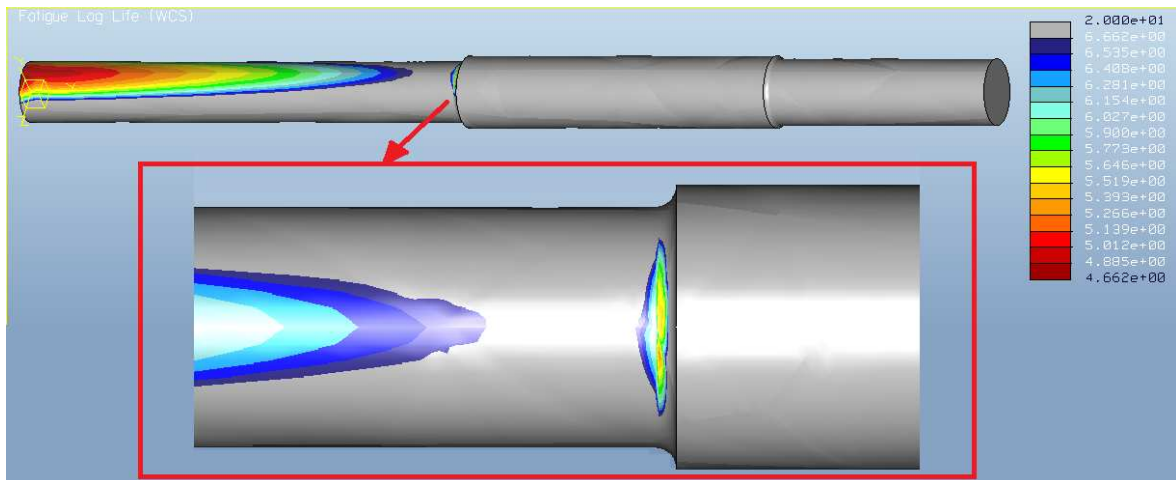


Fig.7.23. Número de ciclos a fatiga del “Eje empotrado 1” (Sección B)

Para la sección C se procede de manera similar, y el número de ciclos obtenidos es el siguiente (ver Fig.7.24):

$$N_{ProE,secciónC} = \infty$$

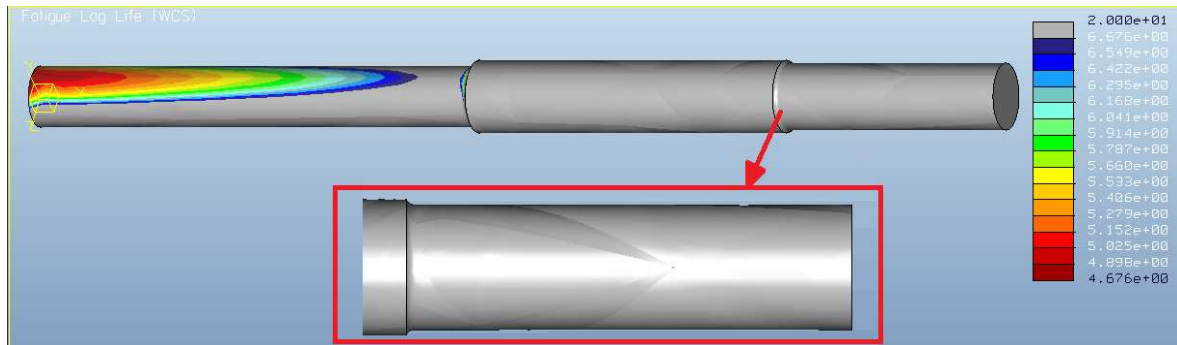


Fig.7.24. Número de ciclos a fatiga del "Eje empotrado 1" (Sección C)

Tras los resultados de vida a fatiga en las tres secciones críticas, se demuestra que la sección A (el empotramiento) es la más crítica, por lo que los demás resultados del análisis sólo se mostrarán para esta sección.

- **Factor de seguridad:** Si se ha activado la casilla correspondiente, *Mecánica* calcula el factor de seguridad del modelo. Si la vida a fatiga calculada para el componente es mayor que la vida deseada introducida por el usuario, el software lleva a cabo un cálculo para determinar el factor de seguridad permisible para la carga definida. Esto representa el grado en que la amplitud de la carga puede aumentarse sin poner en peligro la vida en servicio. En este caso, la vida a fatiga deseada se detalló como 10^6 ciclos. En el empotramiento la vida es inferior, y por ello el programa determina que el factor de seguridad es inferior a la unidad (como se ve en la Fig.7.25). En este caso habría que disminuir la carga para alcanzar al menos este valor.

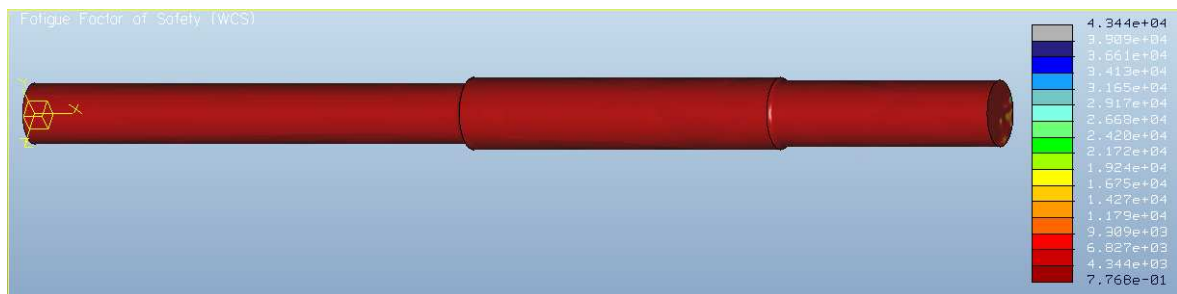


Fig.7.25. Factor de seguridad del "Eje empotrado 1"

- **Confianza de vida:** Mecánica presenta también este parámetro que representa la relación entre la vida calculada y la vida deseada. Debido al carácter estadístico de la fatiga, cuanto mayor es esta confianza, mejor. Mecánica muestra por defecto este resultado mediante una leyenda de tres colores, con valores de 1, 2 y 3 respectivamente. Valores menores que la unidad indican el fallo del componente, por el contrario valores cercanos a tres reflejan una confianza adecuada de alcanzar la vida deseada.

Este valor es más intuitivo, y muestra como la zona del empotramiento y de la sección B fallarían antes de alcanzar la vida deseada por estar en color rojo (Fig.7.26).

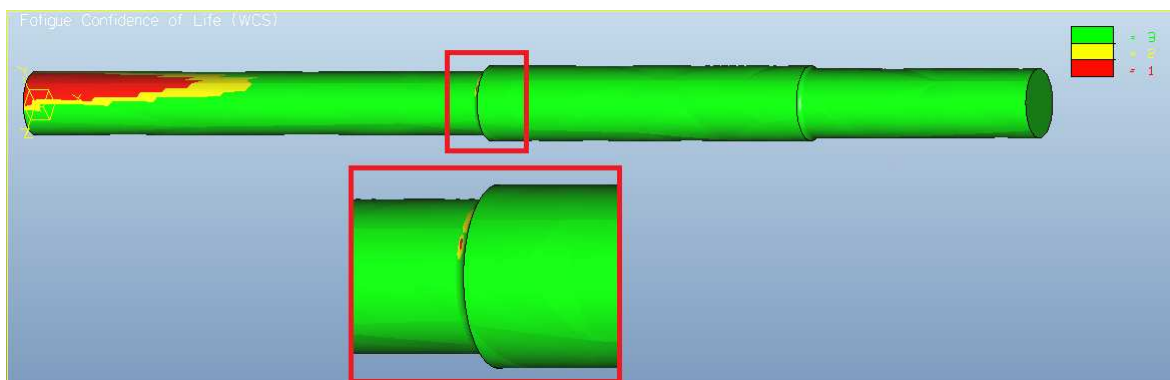


Fig.7.26. Confianza de vida del “Eje empotrado 1”

Hasta aquí los resultados obtenidos mediante la simulación del problema con el módulo correspondiente de fatiga en Pro Engineer. En el siguiente apartado se comparan y analizan estos últimos resultados con los obtenidos anteriormente mediante el cálculo analítico.

7.4.- CONCLUSIÓN ANÁLISIS A FATIGA ANALÍTICAMENTE vs PRO ENGINEER

Una vez resuelto el problema “Eje empotrado 1” mediante cálculos analíticos y mediante las herramientas de análisis a fatiga que ofrece el módulo *Fatigue Advisor* de Pro Engineer, se procede a comparar los resultados obtenidos, con objeto de determinar el nivel de confianza en este nuevo programa utilizado.

En el Capítulo 6 ya se han analizado los resultados obtenidos, en cuanto a análisis de esfuerzos se refiere, con Pro Engineer frente a ANSYS (programa de elementos finitos) y frente al cálculo analítico. De todos modos, se realiza una pequeña comparación de los resultados obtenidos para este ejemplo. Éstos son los siguientes:

Sección	σ máx (Mpa)	
	Analíticamente	Pro Engineer
A (empotramiento)	310,8	300,6
B (1 ^{er} cambio de sección)	155,4	237,6
C (2 ^o cambio de sección)	35,6	43,4

Tabla 7.1. Resultados de tensión máxima obtenidos mediante el análisis analítico y mediante Pro Engineer

Como se puede observar en la Tabla 7.1, para la tensión en el empotramiento y en la sección C los datos son muy similares, pero sin embargo en la sección B los resultados varían significativamente. Esto puede deberse a la concentración de tensiones debida al cambio brusco de sección, ya que el cálculo analítico no tiene en cuenta ese cambio de sección. En la sección C el cambio no es tan acusado porque la disminución de diámetro es menor y porque al estar situada cerca de la fuerza, la tensión sufrida es mucho menor.

En cuanto al análisis de fatiga, la Tabla 7.2 recoge los resultados obtenidos mediante los dos métodos utilizados.

	Vida a fatiga (ciclos)	
Sección	Analíticamente	Pro Engineer
A (empotramiento)	$10^{4,914} = 82035$	$10^{5,005} = 101158$
B (1 ^{er} cambio de sección)	$10^{5,790} = 616595$	$10^{5,496} = 313329$
C (2 ^o cambio de sección)	Vida infinita	Vida infinita

Tabla 7.2. Resultados de vida a fatiga obtenidos mediante el análisis analítico y mediante Pro Engineer

Los valores que interesan en el análisis son los correspondientes a los de la sección del empotramiento, debido a que ha quedado demostrado que es la sección más crítica. En ese caso hay una diferencia entre los dos métodos, que parece bastante acusada debido al carácter logarítmico de la magnitud medida. Es necesario recordar que el cálculo a fatiga mediante Pro Engineer parte de sus cálculos estáticos, que han concluido un valor menor de tensión que en el cálculo analítico, por lo que cobra más sentido que la vida a fatiga sea mayor en la sección del empotramiento.

En cuanto a los valores de las otras dos secciones supuestas críticas, es de destacar la gran diferencia de valores en la sección *B*. Esta gran diferencia viene determinada fundamentalmente por la diferencia que existe entre los valores de tensión obtenidos para la sección mediante los dos métodos utilizados, y podría deberse a, como se ha comentado antes, que el cálculo analítico no tenga en cuenta el cambio de sección del eje a la hora de dar el valor de tensión máxima.

Tras los análisis realizados, se determina que los resultados del módulo *Fatigue Advisor* de Pro Engineer pueden ser muy orientativos en cuanto a determinar la zona de fallo del componente se refiere, y una buena aproximación a la hora de determinar la vida de un componente. Se presenta así, en el siguiente capítulo, el problema del eje ferroviario que se perseguía analizar desde el principio.

Capítulo 8.

ANÁLISIS DEL EJE FERROVIARIO

8.1.- DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

8.2.- MODELIZACIÓN DEL PROBLEMA

8.3.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS

8.4.- ANÁLISIS A FATIGA

8.5.- CONCLUSIONES

8.1.- DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El problema a analizar, como ya se ha comentado a lo largo del trabajo, es el estudio de un eje ferroviario de un tren de mercancías, se puede ver en la Fig.8.1. Las características del eje y del problema en sí se detallan a continuación:

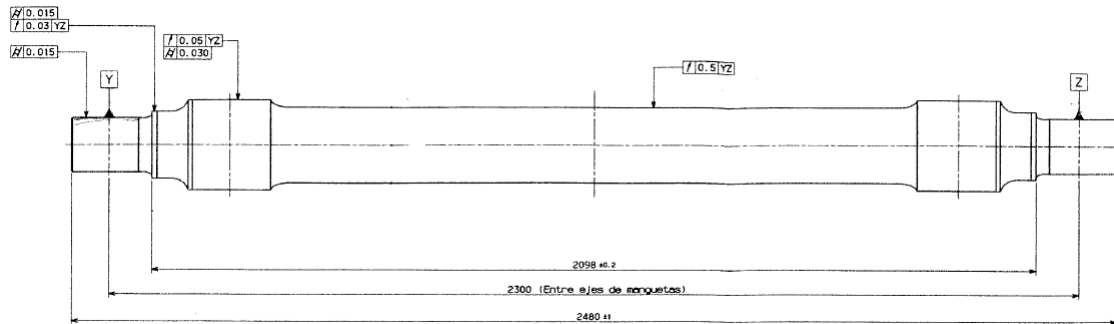


Fig.8.1. Eje ferroviario sometido a estudio (Fuente CAF)

- Geometría del eje

Los datos de la geometría del eje se han obtenido de un plano de diseño facilitado por CAF, reproduciendo ésta mediante las herramientas de diseño que ofrece Pro Engineer, como se detalla más adelante.

- Definición del material

El material se ha considerado acero al carbono templado A1N, muy utilizado para la fabricación de ejes de ferrocarril [6], cuyas propiedades se detallan a continuación:

- Resistencia última a tracción = 600 MPa
- Límite elástico = 395 MPa
- Módulo de Young = 210 GPa

- Restricciones y cargas

En cuanto al sistema de cargas del problema, se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Las restricciones de apoyo se sitúan en la superficie en contacto con las ruedas. Se limita en esa zona el movimiento, como se verá en los siguientes apartados.
- Las cargas se simplifican, teniendo en cuenta así el peso propio del eje y el peso del vagón, apoyado en las superficies en voladizo de los extremos, donde se sitúan las cajas de grasa que permiten el enlace entre el eje y el sistema de suspensión. La carga del vagón se estima en 23t, ya que ésta fue la carga que soportaban los ejes del tren de mercancías involucrado en el accidente de Rickerscote, Stafford (comentado en el Apartado 2.1) [5].

8.2.- MODELIZACIÓN DEL PROBLEMA

En este capítulo se procede de manera similar a los ejercicios presentados anteriormente. Se comienza con la modelización de la geometría propiamente dicha, con

todo tipo de detalles recogidos del plano de diseño proporcionado por CAF, para definir después las propiedades del material, las restricciones y las cargas del problema.

8.2.1. Geometría del eje

Se procede entonces a modelizar la geometría detallada en el plano (Anexo A). Se realiza en diferentes pasos:

8.2.1.1.- Perfil básico de revolución

El primer paso es generar el perfil de revolución con la herramienta *Insertar > Revolución*. Se elige el plano deseado y se dibuja la sección que se quiere revolucionar. En la Fig.8.2 se muestra la mitad de este perfil, ya que es simétrico.

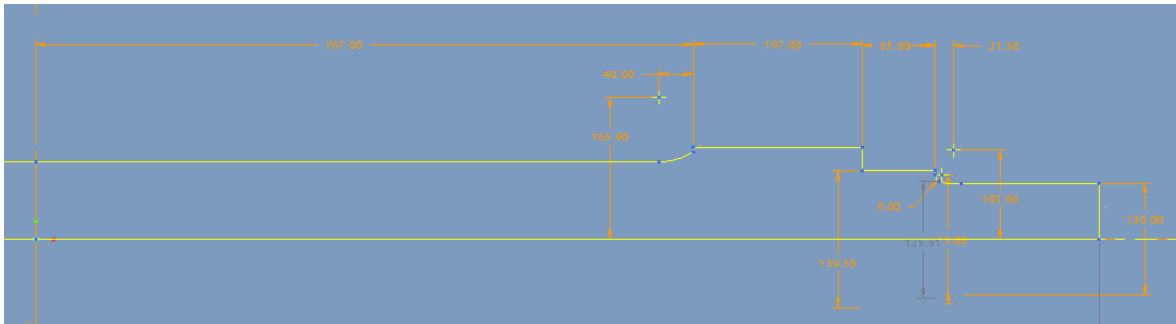


Fig.8.2. Generación del perfil de revolución

Como se comentó en la modelización del *Eje empotrado 1*, es necesario definir el eje de revolución de la pieza, que se puede ver como línea discontinua a la derecha de la imagen.



Fig.8.3. Detalle de la geometría

En la Fig.8.3 se puede ver el detalle del perfil revolucionado. Si se compara esta imagen con el plano, se aprecia que es necesario incluir todavía dos redondeos en los cambios bruscos de sección. Se incluye entonces con la herramienta *Insertar > Redondeo*, un redondeo de radio 8mm (detalle “X”) y otro de 40mm (detalle “Y”).

8.2.1.2.- Agujeros laterales

En el detalle “V” del plano figuran las dimensiones de los agujeros laterales que tiene el eje en sus dos extremos. Estos agujeros se hacen con la herramienta *Insertar > Revolución*. Se dibuja entonces el perfil detallado, como se ve en la Fig.8.4a.

Al finalizar el esbozo del agujero, es necesario activar la casilla “*Quitar material*”, ya que siempre está desactivado por defecto.

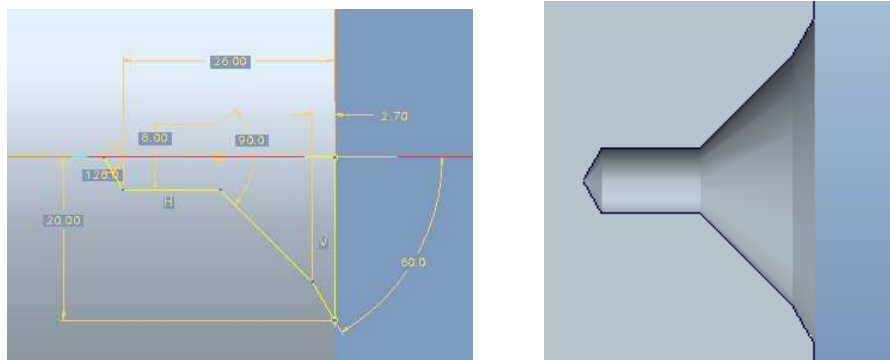


Fig.8.4. Detalle de los agujeros laterales. a) Sección en el esbozo.
b) Vista de un corte transversal

En la Fig.8.4b se ve el corte transversal del agujero ya terminado.

8.2.1.3.- Taladros laterales

Como se ve en el detalle “F” del plano, en las superficies laterales se sitúan tres taladros M20 separados entre sí 120°. Se procede a realizar uno de ellos, y posteriormente se creará un patrón circular para realizar los otros dos.

Existe una herramienta predeterminada para crear taladros, pinchando en el menú *Insertar > Taladro*, aparece un menú en la barra de herramientas como el que se ve en la Fig. 8.5, donde se detallan las principales opciones a la hora de crear un taladro.

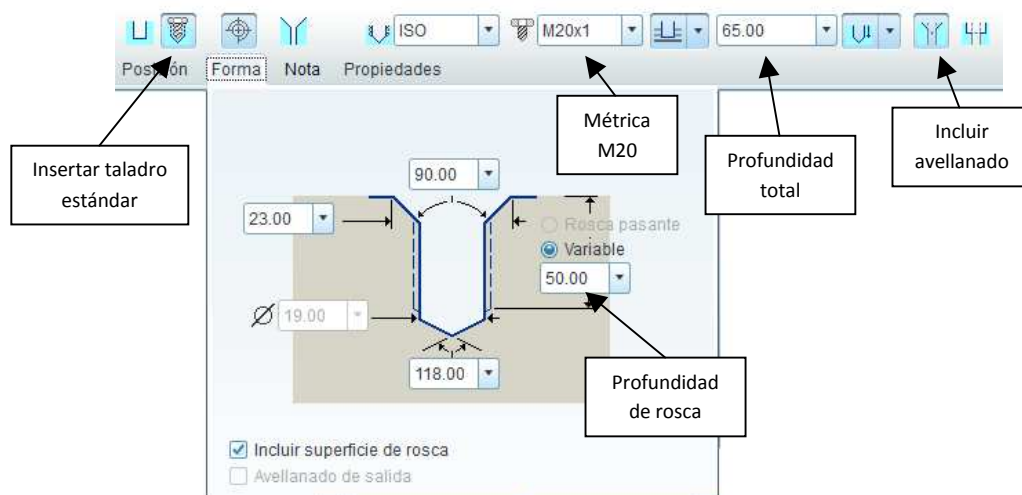


Fig.8.5. Definición de la geometría del taladro

El siguiente paso es crear un patrón para crear los dos taladros restantes. En el menú principal, se elige en este caso *Editar > Patrón*, aparece entonces el menú de la Fig.8.6 en la barra de herramientas. En la imagen se detallan también las características principales a definir, y una vista previa de la posición de los taladros.

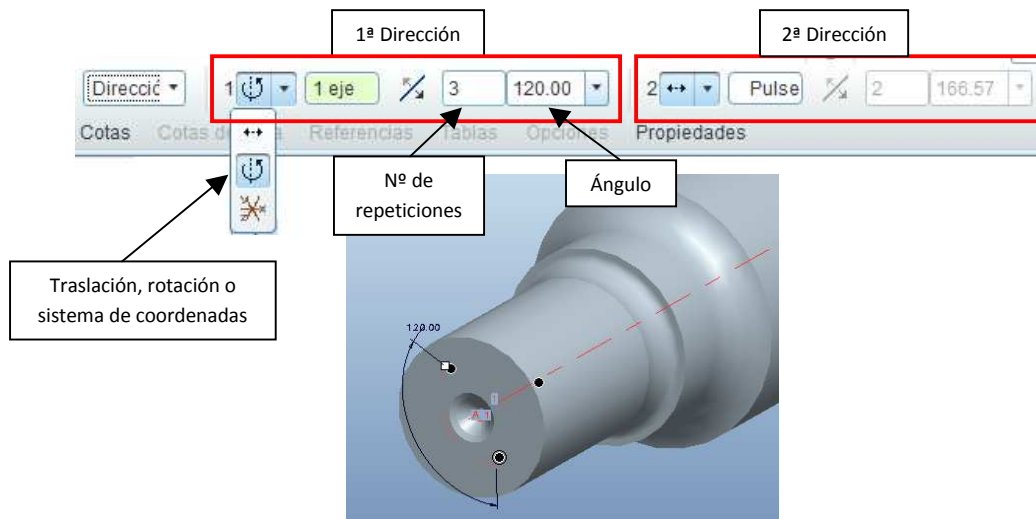


Fig.8.6. Definición del patrón de los taladros

Como se observa en la imagen, es posible reproducir cualquier función en dos direcciones diferentes. En este caso, aunque hay que repetir los taladros en el otro extremo del eje, no es posible utilizar esta segunda dirección para hacerlo, puesto que el programa reproduciría entonces los taladros hacia fuera del eje, ya que la opción *Patrón* repite la función elegida a una distancia determinada, ya sea por rotación (como ha sido el caso) o por traslación.

Por último, se repiten estos pasos en el otro extremo del eje. En la Fig.8.7 se observan diferentes vistas de los taladros ya terminados.

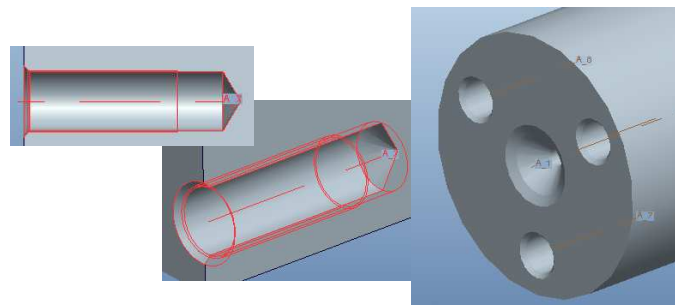


Fig.8.7. Taladros laterales

Queda así definida la geometría del eje ferroviario en el módulo *Estándar* de Pro Engineer. En la Fig.8.8 se puede ver el aspecto final del eje. Los siguientes apartados se realizan en el módulo *Mecánica*.

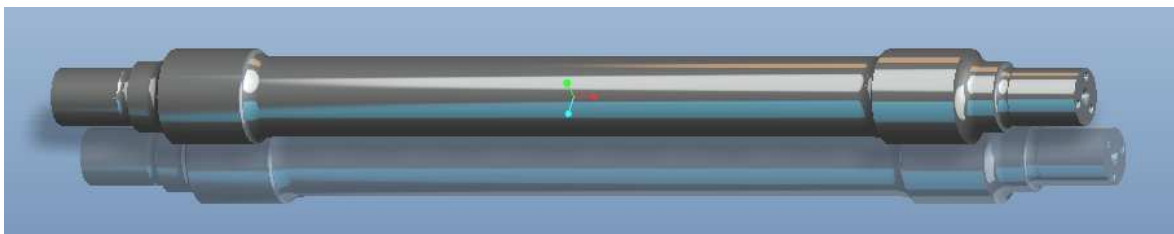


Fig.8.8. Eje ferroviario modelizado en Pro Engineer

8.2.2. Definición de las propiedades del material

Como se ha detallado en el Apartado 8.1, se va a considerar como material del eje un acero templado al carbono A1N, muy utilizado en ejes ferroviario.

Se incluyen entonces las propiedades que se detallaron en el Apartado 8.1, en la ventana de *Definición del material*, ya en el módulo *Mecánica*. Es necesario definir también algunas características para el análisis a fatiga:

- Tipo de material: Acero de baja aleación
- Acabado superficial: Granallado. Este proceso consiste en la proyección de partículas abrasivas (granalla) a gran velocidad, que, al impactar con la pieza tratada, produce la eliminación de las imperfecciones. Es un proceso muy utilizado en la industria ferroviaria [7]. Según el ANEXO B, este proceso asegura la mínima rugosidad que indica el plano de diseño.
- Factor de reducción de la resistencia a la fatiga: Se ha comentado a lo largo de todo este trabajo el significado de este factor y su cálculo. En el siguiente apartado se calcula para este problema en particular.

8.2.2.1.- Factor de reducción de la resistencia a la fatiga (K_{rf}) “Eje ferroviario”

En la resolución del problema “Eje empotrado 1” se comentó la necesidad de variar el factor de reducción de la resistencia a la fatiga en función de la geometría de la sección crítica que se esté estudiando. Como ya se ha comentado, este factor se calcula como la inversa del factor de concentración de tensiones.

En este caso, el “Eje ferroviario”, tiene tres cambios de sección para los que habrá que calcular tres factores de concentración de tensiones diferentes. En la Fig.8.9 se detallan las tres secciones que se van a considerar para el análisis a fatiga.

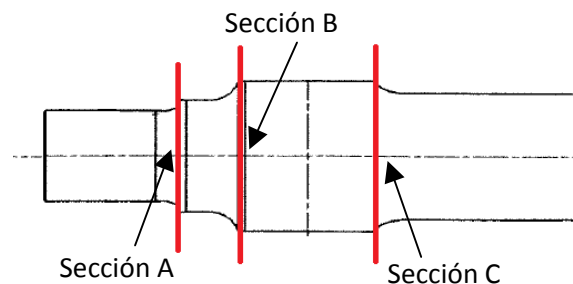


Fig.8.9. Secciones críticas del problema “Eje ferroviario”

Se calcula entonces el factor de concentración de tensiones para cada sección. Como se explicó en el Apartado 4.3.5, el primer paso es calcular el factor de concentraciones teórico (K_t). En el gráfico de la Fig.4.11.d se entra con los siguientes datos sacados del plano (ANEXO A):

- Sección A: $\frac{D}{d} = \frac{160}{130} = 1.231$

$$K_{tA} = 1.82$$

$$\frac{r}{d} = \frac{8}{130} = 0.062$$

$$\begin{aligned} \text{- Sección B: } \quad \frac{D}{d} &= \frac{214}{160} = 1.338 \\ \frac{r}{d} &= \frac{40}{160} = 0.250 \end{aligned} \quad K_{tB} = 1.30$$

$$\begin{aligned} \text{- Sección C: } \quad \frac{D}{d} &= \frac{214}{180} = 1.189 \\ \frac{r}{d} &= \frac{15}{180} = 0.083 \end{aligned} \quad K_{tC} = 1.66$$

A continuación, se calcula el factor de sensibilidad a las ranuras (q) entrando en la gráfica de la Fig.4.12, con los valores de la tensión última a tracción y el radio de las ranuras.

$$\begin{aligned} S_{ut} &= 600 \text{ MPa} \\ q_A &= q_B = q_C = 0.82 \\ r_A &= 8; r_B = 40; r_C = 15 \end{aligned}$$

El factor de sensibilidad a las ranuras es el mismo en las tres secciones debido a que el radio en la sección es mayor que 4mm en los tres casos.

Seguidamente, se calcula el factor de la resistencia en caso de fatiga (\mathfrak{R}_f) para las tres secciones:

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_f &= q \cdot (K_t - 1) + 1 \\ \mathfrak{R}_{fA} &= 1.672 \\ \mathfrak{R}_{fB} &= 1.246 \\ \mathfrak{R}_{fC} &= 1.541 \end{aligned}$$

Puesto que el factor de concentración de tensiones (K_e) se calcula como la inversa de \mathfrak{R}_f , y el factor de reducción de la resistencia a la fatiga se calcula a su vez como la inversa de K_e , se tiene que el factor necesario para el análisis a fatiga en Pro Engineer es \mathfrak{R}_f , con lo que:

$$\begin{aligned} K_{rfA} &= 1.672 \\ K_{rfB} &= 1.246 \\ K_{rfC} &= 1.541 \end{aligned}$$

Estos tres factores se utilizarán para realizar los tres análisis a fatiga necesarios, uno por cada sección crítica.

Tras estas explicaciones, la pantalla de Definición del material es la que muestra la Fig.8.10.

Definición de material

Nombre: STEEL

Descripción:

Densidad: 7.82708e-09 tonne/mm³

Simetría: Isótropo

Respuesta de tensión-deformación: Lineal

Coefficiente de Poisson: 0.27

Módulo de Young: 210000 MPa

Coef. de expansión térmica: 1.17e-05 /C

Amortiguación de mecanismos: sec/mm

Límites de material:

- Límite elástico en tracción *: 395 MPa
- Límite de resistencia a la tracción *: 600 MPa
- Límite de resistencia a la compresión: MPa

* Campos obligatorios

Criterio de rotura: Energía de distorsión (Von Mises)

Fatiga: UML (Ley uniforme de materiales)

Tipo de material: Aceros de baja aleación

Acabado superficial: Granallado

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga: []

Callouts:

- $K_{rfA} = 1.672$
- $K_{rfB} = 1.246$
- $K_{rfC} = 1.541$

Fig.8.10. Ventana de Definición del material para el problema “Eje ferroviario”

8.2.3. Definición de restricciones y cargas

Una vez definida la geometría y las propiedades del material, se definen las restricciones y las cargas que se van a considerar en el análisis.

8.2.3.1. Definición de restricciones

Se considera restringido el movimiento en la superficie que está en contacto con las ruedas. Para el análisis se ha impedido el desplazamiento en los ejes x y y , como se ve en la Fig.8.13. Para ello se procede de la misma manera que en las pruebas realizadas anteriormente. Se abre la ventana *Constraint*, pulsando en el menú *Insertar > Restricción de desplazamiento*, y se elige la superficie deseada. Se restringe como se ha dicho el desplazamiento en el eje x y en el eje y . Se libera además la restricción del giro en el eje x , ya que está permitido el giro del eje ferroviario sobre su propio eje de rotación.

Translation

X: [] [] [] [] [] []

Y: [] [] [] [] [] []

Z: [] [] [] [] [] []

Rotation

X: [] [] [] [] [] []

Y: [] [] [] [] [] []

Z: [] [] [] [] [] []

Fig.8.11. Características de las restricciones del problema “Eje ferroviario”

8.2.3.2. Definición de cargas

En cuanto a las cargas, como se ha comentado en el Apartado 8.1, se toma un peso de la carga sobre el eje de 23 toneladas. La carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos en voladizo del eje. De esta manera, la carga total en cada extremo es de:

$$F = \frac{23}{2} = 11.5t \approx 115kN$$

Ya se explicó en capítulos anteriores que en Pro Engineer es posible dar el valor de la carga en Newton, y seleccionar una superficie de aplicación, de manera que el programa entiende que es una carga por unidad de superficie.

En este problema, se va a tener en cuenta también el peso propio del eje, por ser una carga importante. Para definir este tipo de cargas, pulsando en el menú *Insertar > Carga de gravedad*, aparece una ventana como la de la Fig.8.12.



Fig.8.12. Definición de la carga de gravedad

En esta ventana se puede elegir el sistema de coordenadas donde aplicar la carga, y la dirección del vector y la magnitud. En este caso se aplica en el eje y, en sentido negativo, y se le da el valor de 9.8 m/s².

Como se ve, el programa calcula la carga con el valor de la aceleración de la gravedad y la densidad del material (que viene determinada por defecto). Para hacerse una idea del valor del peso propio, se calcula el volumen del eje en el menú *Análisis > Medir > Volumen*. El programa da directamente el valor del volumen de la pieza que se ha modelizado en las unidades en las que se está trabajando. En este caso:

$$Volumen = 62056466 \text{ mm}^3$$

La densidad viene definida en la ventana *Definición del material*:

$$\rho = 7.82708 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$$

Por lo que el peso del eje ferroviario resulta ser:

$$m = 0.486 \text{ t} = 4.76 \text{ kN}$$

Una vez definidas todas las restricciones y cargas consideradas en el problema, el aspecto del eje es el de la Fig. 8.13.

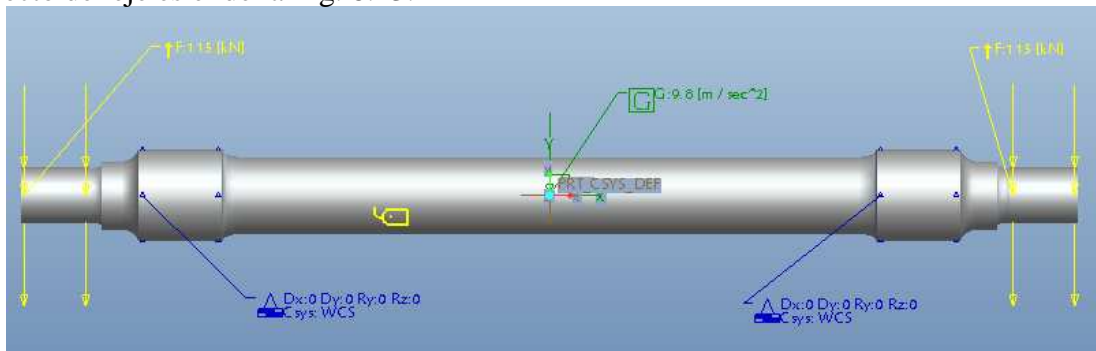


Fig.8.13. “Eje ferroviario” con restricciones y cargas definidas

8.3.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS

En este apartado, se procede a obtener y evaluar las tensiones y deformaciones del eje ferroviario sometido al estado de cargas descrito en el Apartado 8.2.3.

Como en los casos ejemplo estudiados a lo largo de este trabajo, el análisis estático se define en el menú *Análisis > Análisis/Estudios de Mecánica*. En la ventana *Analyses and Design Studies* se define el nuevo análisis pinchando en *File > New Static*.

Las condiciones óptimas del análisis se demostraron en el Apartado 6.1, y son las siguientes:

- Método Multi-Pass Adaptive
- Máximo orden de polinomio = 9
- Porcentaje de convergencia = 2%
- Plotting Grid = 10

Se presentan a continuación los resultados obtenidos para este análisis en cuanto a tensión y desplazamiento se refiere.

8.3.1. Tensión

En la Fig.8.14 se ven diferentes vistas de la distribución de la tensión de Von Mises en el eje ferroviario estudiado. Como se observa, las zonas más críticas parecen ser en principio los dos cambios de sección más exteriores, las que se han llamado en la Fig.8.9 Sección A y B.

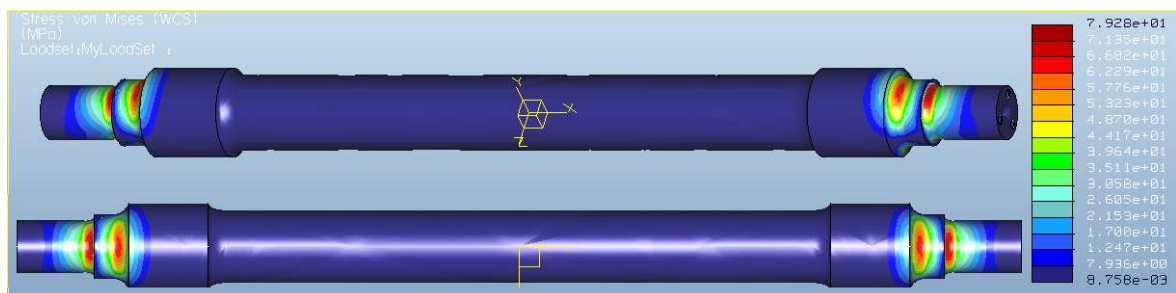


Fig.8.14. Distribución de la tensión de Von Mises

En la siguiente imagen (Fig.8.15) se ven las tensiones del eje en un corte longitudinal a lo largo del mismo. En esta imagen se comprueba que la tensión máxima se da en la Sección A. Esto tiene mucho sentido, ya que es la sección más cercana a la fuerza, la sección de menor diámetro, y la sección con menor radio de acuerdo (8mm), aunque hay que destacar que la mayor tensión no se da exactamente en la zona de cambio de sección, se da más bien en la superficie rebajada del eje.

De este análisis se determina que la tensión máxima en el eje es de:

$$\sigma_{\max} = 79.28 \text{ MPa}$$

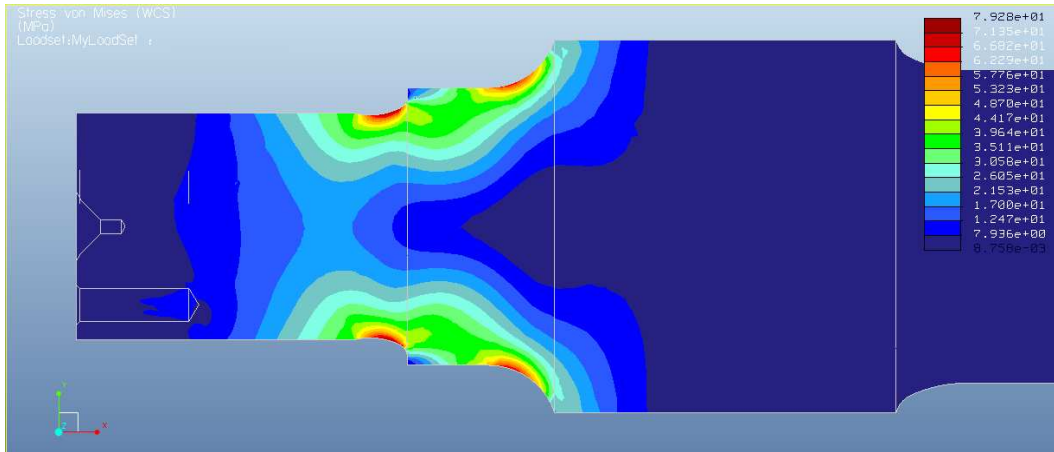


Fig.8.15. Detalle de la tensión de Von Mises en un corte longitudinal

8.3.2. Desplazamiento

En cuanto a los desplazamientos sufridos por el eje, interesan los sufridos en el eje y, el eje de aplicación de las fuerzas. Se puede ver la distribución de desplazamientos en la Fig.8.16.

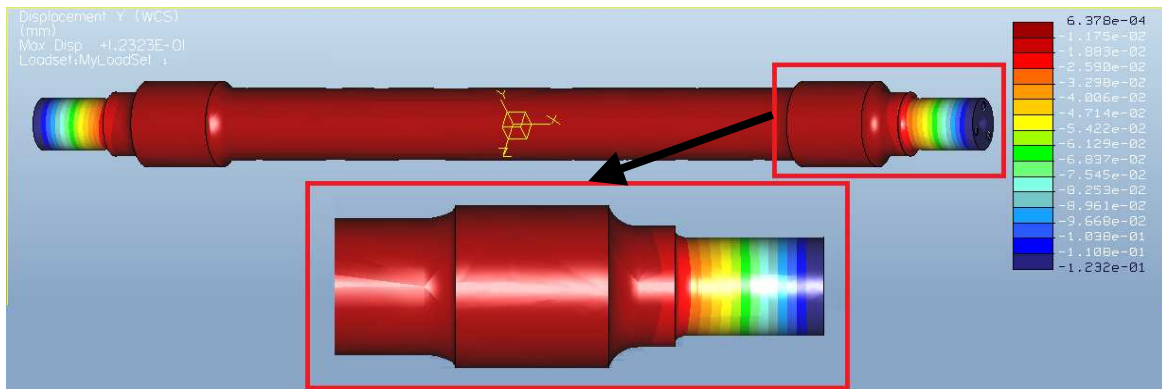


Fig.8.16. Desplazamiento en el eje Y

Se observa que el desplazamiento máximo se da en los extremos, como era de esperar (por estar en voladizo y soportar la carga), y su valor es de:

$$f_{\max} = -0.1232 \text{ mm}$$

Un desplazamiento muy pequeño y por lo tanto permisible, ya que el eje en funcionamiento no debe sufrir grandes deformaciones.

8.4.- ANÁLISIS A FATIGA

Una vez realizado el análisis de esfuerzos, se pasa a simular el análisis a fatiga. En este caso las características y los parámetros que se han elegido son los siguientes:

- Vida deseada: Según la norma EN 13261, las probetas ensayadas a fatiga deben soportar 10^7 ciclos sin que aparezcan fisuras en su superficie. Por esto, se va a tomar como vida orientativa 10^7 ciclos en este análisis.
- Tipo de carga: Se va a simular una carga alternante pura con los valores detallados en el análisis estático. Para ello sólo es necesario indicar en el tipo de carga *Peak-Peak*, y por defecto los factores de carga mínima y carga máxima son -1 y +1 respectivamente.
- Plotting grid: Se define el mayor grado de detalle para el análisis dando un valor de 10, como se ha comentado en anteriores análisis.
- Análisis previo: Como se comentó en análisis anteriores, es útil marcar la casilla *Use static analysis results from previous design study*, para reducir el tiempo de simulación.

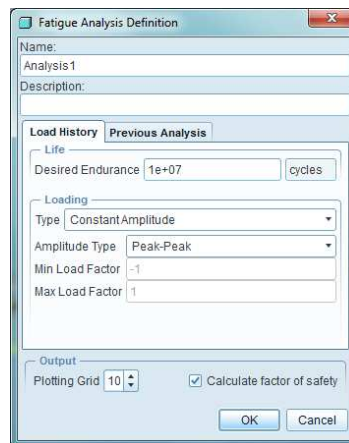


Fig.8.17. Definición de las propiedades del análisis a fatiga

En cuanto a otros parámetros necesarios en el análisis, se recuerda que para este problema se han determinado tres secciones críticas, cada una con un factor de reducción de la resistencia a la fatiga. Por lo que al igual que en el ejemplo “Eje empotrado 1”, se van a realizar tres análisis diferentes, uno para cada sección, y se analizará la vida para cada una de las secciones críticas.

8.4.1.- Sección A

Se recuerda en la Fig.8.18, la sección a la que se está haciendo referencia. En este caso el factor de reducción de la resistencia a la fatiga (calculado en el Apartado 8.2.2.1) es el siguiente:

$$K_{rFA} = 1.672$$

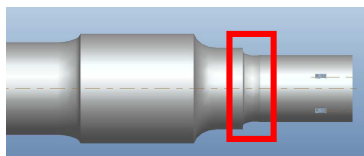


Fig.8.18. Sección A

Se procede entonces a realizar un análisis a fatiga en la ventana *Analyses and Design Studies*, en el menú *File > New Fatigue*, con las características detalladas anteriormente.

En un primer momento se busca la sección más crítica, la que tenga menor vida a fatiga, por lo que sólo se muestran esos resultados. En la Fig. 8.19 se puede ver la vida del eje ferroviario teniendo en cuenta el factor de reducción de la resistencia a la fatiga de la Sección A.

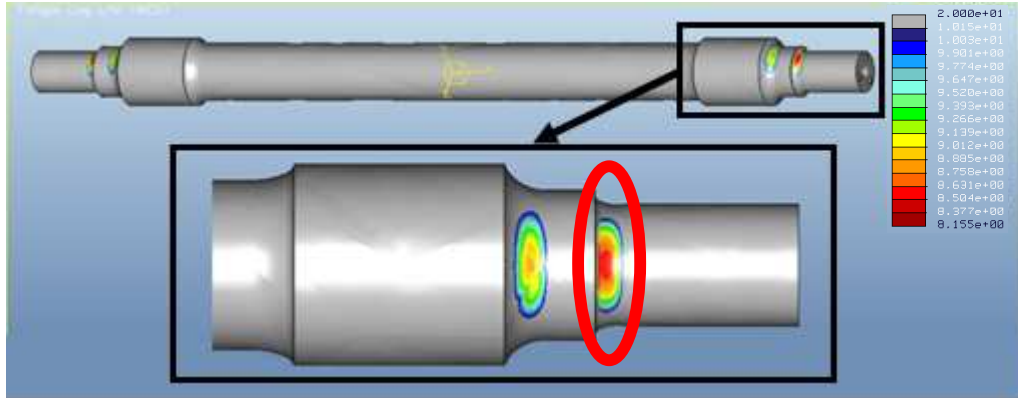


Fig.8.19. Vida a fatiga para la Sección A

El número de ciclos para esta sección es de $N_{fa} = 10^{8.155}$ ciclos, en este caso coinciden con el máximo número de ciclos que aguanta el eje. En el Apartado 8.5 se analizarán estos resultados obtenidos.

8.4.2.- Sección B

Se procede de la misma manera para la Sección B, recuadrada en la Fig.8.20. En este caso el factor de reducción de la resistencia a la fatiga es:

$$K_{r/B} = 1.246$$

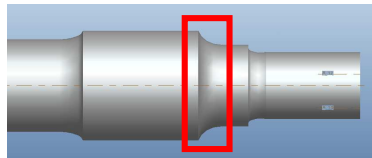


Fig.8.20. Sección B

El análisis a fatiga demuestra que en este caso, la vida correspondiente a esa sección es de $N_{fb} = 10^{10.368}$ ciclos, como demuestra la Fig.8.21.

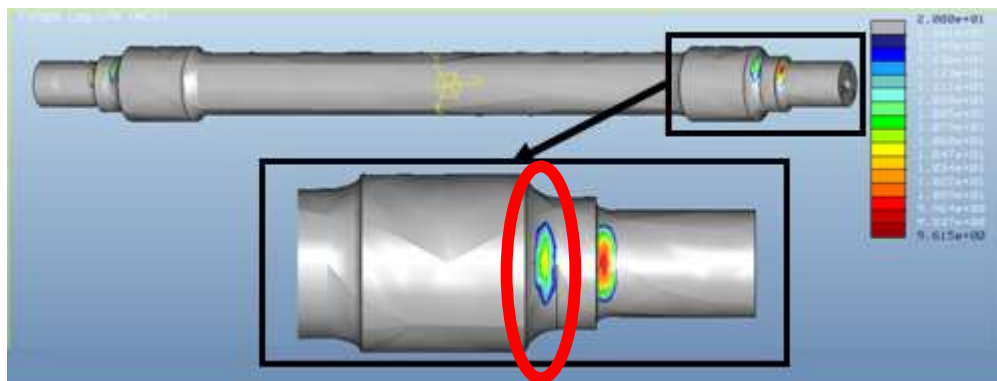


Fig.8.21. Vida a fatiga para la Sección B

En este caso, el número de ciclos de la Sección B no coincide con el máximo de los resultados. Para averiguar el número de ciclos correspondiente a la sección deseada basta con elegir en el menú de la ventana de resultados *Info > Dinamic Query*, y posicionar el ratón encima de la zona de la que se desea saber la vida. Una pequeña ventana a la derecha de la pantalla muestra el valor buscado.

8.4.3.- Sección C

Por último se realiza el análisis con el factor de reducción de la resistencia a la fatiga correspondiente a la sección C, detallada en la Fig.8.22.

$$K_{rFC} = 1.541$$

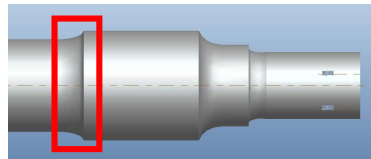


Fig.8.22. Sección C

La vida a fatiga para esta sección es de $N_{fC} = 10^{20}$ ciclos, como se puede ver en la Fig.8.23.

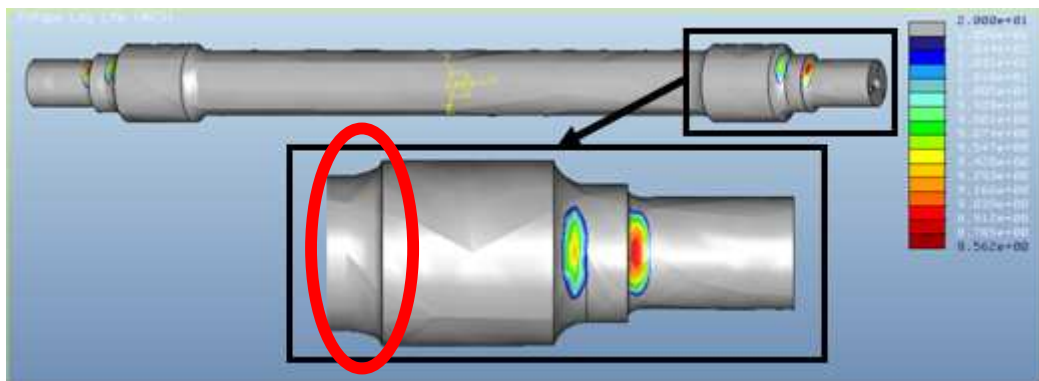


Fig.8.23. Vida a fatiga para la Sección C

8.4.4.- Sección crítica

Tras los tres análisis realizados, se comprueba que la sección crítica es la Sección A, con una vida menor, de $10^{8.155}$ ciclos.

Es necesario comentar que en este problema quizá era evidente que el resultado sería el obtenido, pero aún así, es importante realizar las comprobaciones que se han hecho para este problema (análisis en todas las secciones críticas) para asegurar la confianza en los datos obtenidos.

Una vez conocida la sección crítica, queda por tanto definido el factor de reducción de la resistencia a la fatiga, y es posible entonces presentar el resto de resultados obtenidos para este análisis a fatiga. Para este análisis, el que cobra valor, a parte de la vida a fatiga presentada en la Fig.8.19, es el factor de seguridad del eje, con las cargas aplicadas.

Como se ha detallado anteriormente, se ha estimado una vida deseada de 10^7 ciclos. El factor de seguridad se muestra en la Fig.8.24.

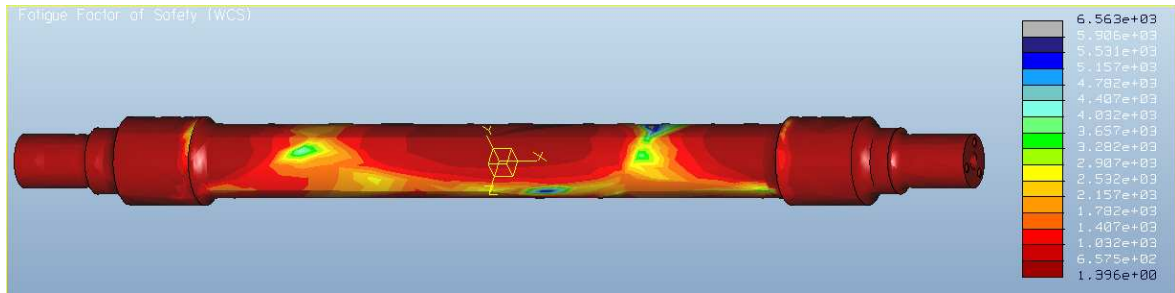


Fig.8.24. Factor de seguridad del "Eje ferroviario"

Como se observa, el valor del factor de seguridad varía según las zonas del eje que se tengan en cuenta. Esto es debido a que la vida a fatiga también varía como se ha podido ver en los análisis anteriores. El valor que interesa en este análisis es el menor factor de seguridad, puesto que este valor indicaría que se ha alcanzado la vida deseada.

De esta manera, el factor de seguridad resulta ser: $n = 1.396$

8.5.- CONCLUSIONES

En primer lugar se ha realizado un análisis de esfuerzos aplicando las cargas simplificadas consideradas en el problema.

Los resultados de este análisis de esfuerzos han demostrado que la sección más tensionada es la Sección A de la Fig.8.9, más concretamente el área redondeada y de menor sección cercana a esa posición. El valor de la tensión máxima ha resultado ser de 79.28 MPa. Este valor queda lejos del límite elástico en tracción definido en las propiedades del material de la Fig.8.10, que se recuerda tenía un valor de 395 MPa. Esto querría decir que bajo la carga supuesta en el problema, el eje no sufre deformaciones plásticas, y que si se pudieran retirar las cargas, recuperaría su forma original.

Con los resultados obtenidos del análisis de esfuerzos e incluyendo los parámetros de fatiga se ha determinado la vida a fatiga del eje ferroviario. La sección crítica en este caso ha coincidido con la sección más tensionada, Sección A. En la Fig.8.25 se puede ver una ampliación del área con menor vida a fatiga.

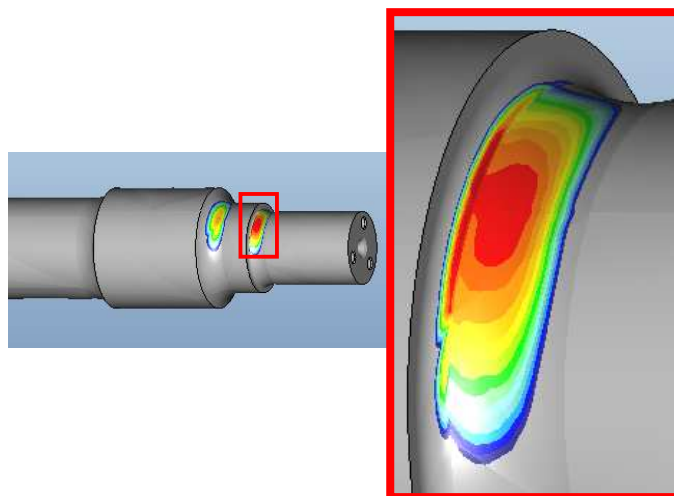


Fig.8.25. Área con menor vida a fatiga

Los valores correspondientes a esta sección se obtuvieron en el Apartado 8.4.1, resultando así la vida a fatiga del eje ferroviario de:

$$N_f = 10^{8.155} = 142.889.395 \text{ ciclos}$$

En primer lugar se debe comentar que esta vida es superior a 10^7 ciclos, vida que según la norma EN-13261 debe soportar un eje sin que aparezca fisura. Si bien es cierto que con la simulación realizada no se puede determinar si ha aparecido fisura o no, la vida obtenida es bastante superior, por lo que el resultado se da como válido.

En segundo lugar, para un análisis más concreto, es necesario convertir el número de ciclos en alguna medida más útil, como puede ser días o km recorridos.

Para ello es necesario determinar algunos parámetros y características de los trenes en los que se monta un eje de estas características, trenes de mercancías como se comentó en el Apartado 8.1.

- Frecuencia: Es necesario determinar la frecuencia a la que gira el eje, para ello se toman valores típicos de velocidad y diámetro de rueda de un tren de mercancías [8].

$$\left. \begin{array}{l} v = 90 \text{ km/h} \\ D = 920 \text{ mm} \end{array} \right\} f = 8.65 \text{ s}^{-1}$$

- Horas/día: Se va a considerar que el tren está en funcionamiento 10 horas cada día.

Con estos datos, se convierten los ciclos de vida a fatiga del eje en días:

$$N_f = 10^{8.155} \text{ ciclos} = 458 \text{ días}$$

Para tener una idea de la magnitud de la vida del eje, se puede comparar este dato con los períodos de inspección típicos en la industria ferroviaria [9]. Estos se muestran en la Tabla 8.1.

Intervalo de inspección		
km	días	N_f
125000	138	✓
250000	277	✓
500000	555	✗
750000	833	✗

Tabla 8.1. Intervalos de inspección “Eje ferroviario”

Como se ve en la tabla, según el análisis de vida a fatiga realizado, el eje ferroviario pasaría al menos los dos primeros intervalos de inspección. Sin embargo, la vida a fatiga indica que el daño acumulado por los ciclos de carga aplicados ha alcanzado la unidad, lo que puede significar que antes de ese instante, haya aparecido ya una fisura detectable por los métodos de inspección no destructiva.

Por último, es necesario indicar que en este análisis no se han tenido en cuenta los posibles tratamientos superficiales que se aplican al eje antes de su puesta en marcha, como pueden ser los diferentes tratamientos utilizados en la industria ferroviaria:

- Recubrimientos con molibdeno: Capas muy duras de alta resistencia al desgaste por fricción, que protegen contra los surcos producidos por ralladura cuando se desajustan y reajustan las ruedas.
- Tratamientos térmicos: De endurecimiento por llama, que produce un endurecimiento de la fuerza de la capa superficial por la conversión de la microestructura como resultado del calentamiento parcial seguido de un enfriamiento rápido.
- Tratamientos químico-térmicos: Como por ejemplo, la inserción de endurecedores, nitruración y nitrodescarburación. Estos métodos producen que la composición química de la capa superficial se vea modificada.

Por esto, se pueden considerar los resultados obtenidos como un análisis del lado de la seguridad, ya que la vida a fatiga obtenida se corresponde con un eje sin tratamientos posteriores de endurecimiento, lo que evidentemente, aumentaría el número de ciclos obtenido.

Capítulo 9.

VARIANTES DEL PROBLEMA

9.1.- INTRODUCCIÓN

9.2.- REDISEÑO: “EJE FERROVIARIO 2”

9.3.- EJE FISURADO: “EJE FERROVIARIO 3”

9.1.- INTRODUCCIÓN

Tras realizar el análisis de fatiga sobre el eje ferroviario detallado en el plano del ANEXO A, se ha considerado interesante realizar algunos pequeños rediseños, para observar las variaciones en la simulación y en los resultados obtenidos, principalmente, en la variación de la vida a fatiga.

De esta manera se van a considerar dos variantes del problema, que modifican el estado de la Sección A que, como se ha visto, es la más crítica en el eje estudiado:

- Rediseño de la geometría: Se realiza un pequeño cambio en la geometría de la Sección A.
- Simulación de fisura: Se reproduce una entalla en la Sección A.

En los siguientes apartados se analizará el efecto que causan estas modificaciones en la vida a fatiga del eje.

9.2.- REDISEÑO: “EJE FERROVIARIO 2”

Se ha determinado que el área más crítica del eje es la parte indicada en la Fig.9.1, donde se detallan todas sus dimensiones.

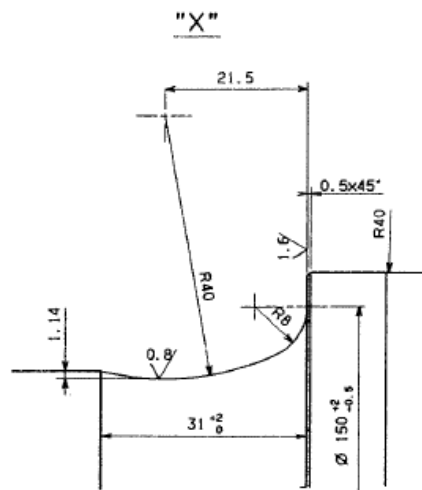


Fig.9.1. Detalle acotado de la Sección A en “Eje ferroviario”

El cambio principal consiste en aumentar hasta 23mm la dimensión que define la posición en el eje x del redondeo principal de esta sección. Con esta restricción, y haciendo que los dos arcos que forman los dos redondeos sean tangentes, resulta un redondeo pequeño de 11.4mm (en vez de los 8mm del problema original). Esta cota es muy importante, ya que por una parte, redondeos mayores en la geometría tienden a reducir tensiones, y por otra parte, este radio determina el factor de reducción de la resistencia a la fatiga, disminuyéndolo en este caso, lo que aumentará la vida a fatiga.

Se ha decidido mantener la dimensión 1.14 para que se observe mejor, como con pequeños cambios en la geometría se puede aumentar considerablemente la vida.

Con las modificaciones realizadas, la sección acotada del “Eje ferroviario 2” se muestra en la Fig.9.2.

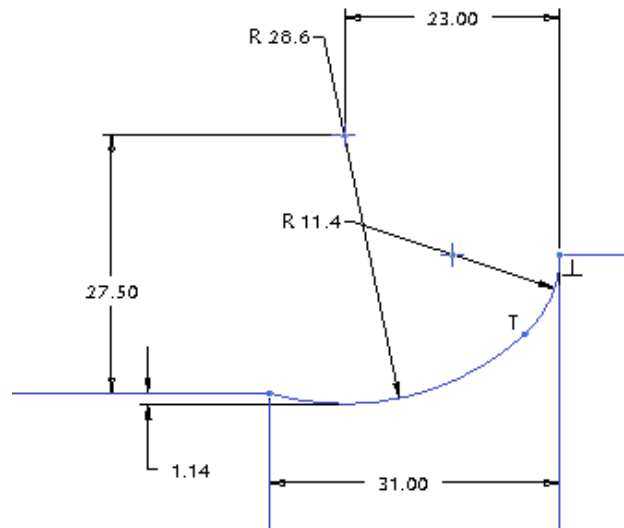
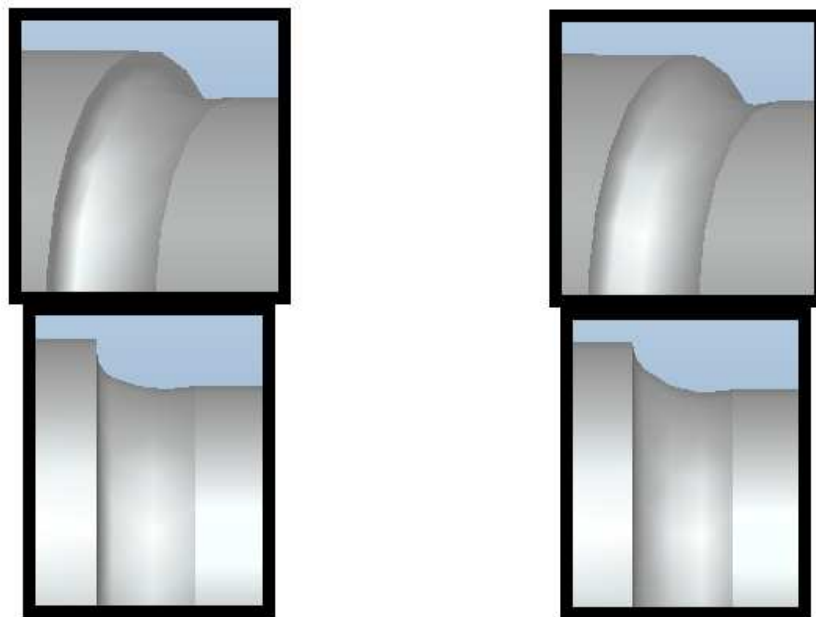


Fig.9.2. Detalle acotado de la Sección A en “Eje ferroviario 2”

El cambio es muy sutil, como se ve en la Fig.9.3, apenas se distingue un pequeño cambio en el radio, que en el “Eje ferroviario 2” suaviza un poco más la geometría.



a) “Eje ferroviario”

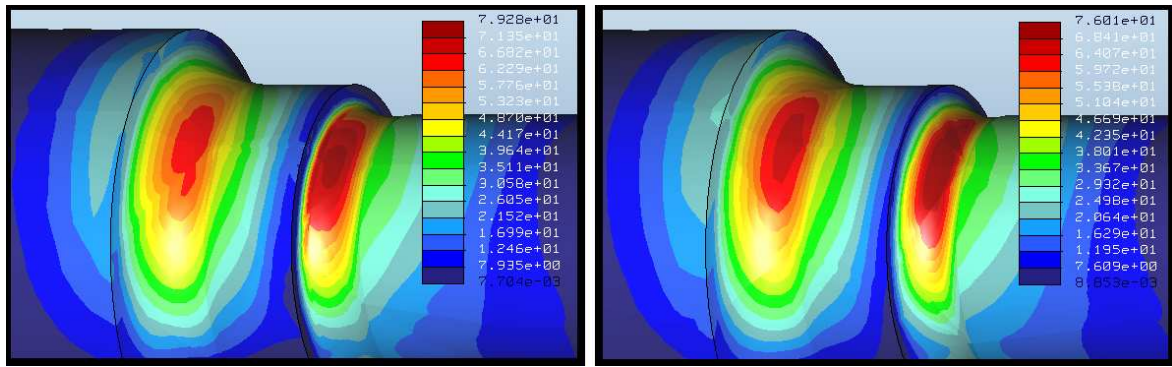
b) “Eje ferroviario 2”

Fig.9.3. Detalle del cambio de geometría en la Sección A.

9.2.1.- Análisis de esfuerzos

El análisis de esfuerzos de este problema es exactamente igual que el realizado en el Apartado 8.3 para el “Eje ferroviario”. Se han tenido en cuenta las mismas restricciones y cargas para poder así comparar únicamente la influencia de la geometría.

Como se puede entender, la distribución de tensiones es prácticamente igual a la del problema anterior, por lo que se centra la atención en la zona modificada, para ver el cambio que esta modificación ha supuesto.



a) “Eje ferroviario”

b) “Eje ferroviario 2”

Fig.9.4. Detalle de la distribución de tensiones en la Sección A.

Como se observa en la Fig.9.4, la tensión máxima del eje ha disminuido de 79.28 a 76.01 MPa. En cuanto a tensión puede parecer que no es una gran variación, pero en el siguiente apartado se demostrará como este valor influye en la vida a fatiga del nuevo eje.

9.2.2.- Análisis a fatiga

En el análisis a fatiga del “Eje ferroviario” se ha comentado la necesidad de realizar este análisis en todas las secciones críticas de la pieza, para así valorar después cuál es la que tiene menor vida a fatiga. En este caso, las Secciones B y C, que se analizaron en los Apartados 8.4.2 y 8.4.3 respectivamente, no han sufrido ningún cambio geométrico, con lo que los valores calculados en esos apartados son válidos para este análisis. Debido a esto, una vez calculada la nueva vida de la Sección A, se analizará de nuevo cuál es la sección crítica del “Eje empotrado 2”.

En el caso de esta nueva Sección A, sí es necesario realizar un pequeño cambio en el análisis respecto al explicado en el Apartado 8.4.

Como se ha comentado en el Apartado 9.2, al variar la geometría de la zona crítica de diseño, se ha variado el radio de acuerdo en el cambio de sección que se está analizando. Este radio influye directamente en el factor de reducción de la resistencia a la fatiga que es necesario definir en las propiedades del material antes de realizar el análisis a fatiga. Por esto, es necesario recalcularlo, con este nuevo valor de radio de acuerdo.

$$\text{- Sección A: } \frac{D}{d} = \frac{160}{130} = 1.231$$

$$K'_{tA} = 1.68$$

$$\frac{r'}{d} = \frac{11.4}{130} = 0.088$$

$$S_{ut} = 600 \text{ MPa}$$

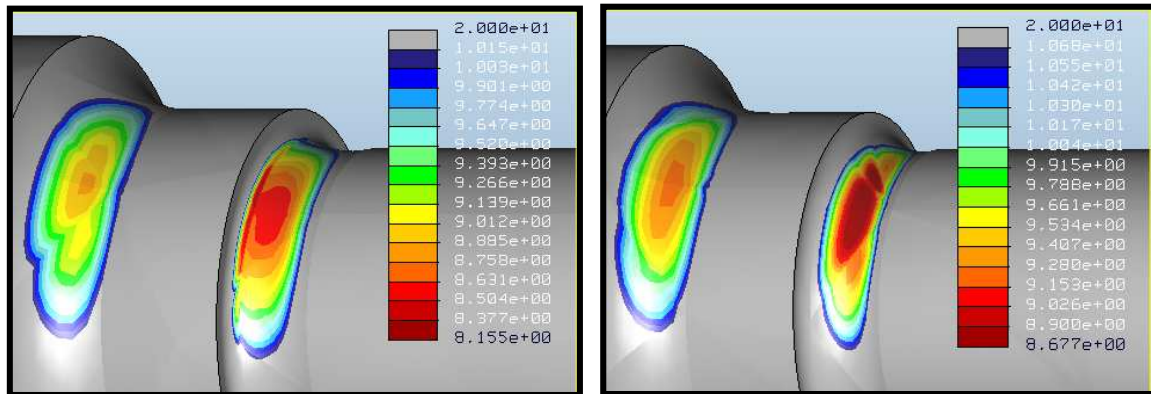
$$q'_A = 0.82$$

$$r'_A = 11.4$$

Con estos datos, y siguiendo el mismo procedimiento detallado en apartados anteriores, se tiene que el factor de reducción de resistencia a la fatiga para la nueva Sección A es el siguiente:

$$K'_{rfA} = 1.544$$

Introduciendo este nuevo valor, el análisis pasa a realizarse con los mismos pasos descritos en el Apartado 8.4. De nuevo, el aspecto general de la distribución logarítmica de vida a fatiga es muy similar al del “Eje ferroviario”, por lo que se muestra sólo la sección estudiada con más detalle (Fig.9.5).



a) “Eje ferroviario”

b) “Eje ferroviario 2”

Fig.9.5. Detalle de la distribución de vida a fatiga en la Sección A.

Como se observa, la vida a fatiga ha aumentado hasta $10^{8.677}$ ciclos.

Es necesario recordar en este punto, que la vida de las Secciones B y C (potencialmente críticas) es mayor que ésta última de la nueva Sección A, con lo que la nueva Sección A continúa siendo la sección crítica del eje, y la que decide por tanto la vida a fatiga del eje.

De nuevo, es más intuitivo pasar la vida de ciclos a horas (como ya se hizo en el Apartado 8.5), para compararla con la del “Eje ferroviario”, y para ver la respuesta del nuevo eje modificado en los intervalos de inspección.

$$N_f = 10^{8.677} \text{ ciclos} = 1526 \text{ días}$$

El aumento en la vida a fatiga del eje con el rediseño detallado anteriormente es de un 233%. Como se puede comprobar es una importantísima mejora conseguida con un mínimo cambio en el rediseño.

En términos de intervalos de inspección, la Tabla 8.2 muestra como el nuevo eje, “Eje ferroviario 2”, superaría todos los intervalos de inspección de manera amplia.

Intervalo de inspección		
km	días	N_f
125000	138	✓
250000	277	✓
500000	555	✓
750000	833	✓

Tabla 9.1. Intervalos de inspección “Eje ferroviario 2”

Es interesante también comparar el valor del factor de seguridad antes y después de la modificación realizada en el eje.

En la Fig.9.6 se puede ver el nuevo factor de seguridad. Éste ha aumentado un 9.7% con respecto al anterior, mostrado en el Apartado 8.4.4. Un incremento bastante considerable, más cuándo se habla de seguridad.

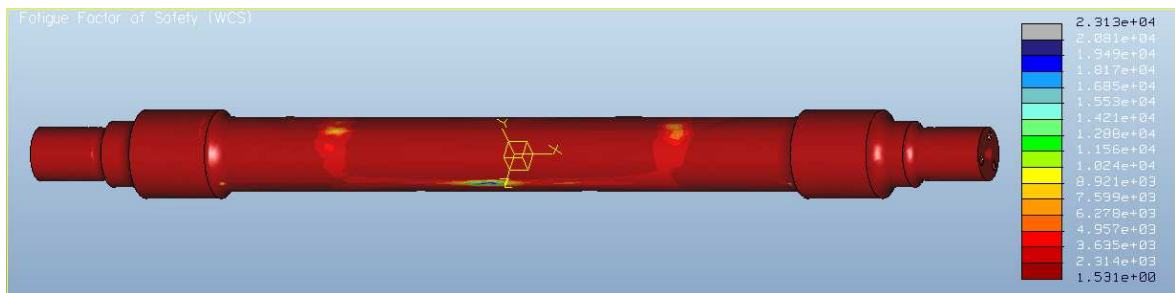


Fig.9.6. Factor de seguridad del “Eje ferroviario 2”

En conclusión, la vida a fatiga y la calidad del eje aumentan con un pequeño rediseño de la que resultó ser la sección más crítica.

9.3.- EJE FISURADO: “EJE FERROVIARIO 3”

Se pasa ahora a comprobar un efecto contrario al mostrado en el Apartado 9.2. Se va a estudiar en qué medida disminuye la vida a fatiga del eje con la presencia de una entalla simulada de nuevo en la sección más crítica, Sección A.

Para ello, se hacen tres extrusiones, una en cada plano, para simular la forma de una fisura. En la Fig.9.7 se recuerdan los ejes de coordenadas, para facilitar la comprensión del proceso de simulación de entalla.

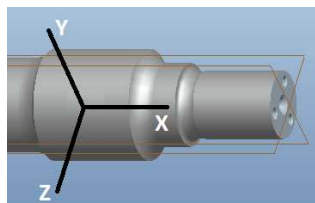


Fig.9.7. Sistema de coordenadas utilizado en “Eje ferroviario 2”

- Plano XZ: Este plano se correspondería con una vista en planta del tren. La fisura tiene dirección transversal, y la forma de la Fig.9.8. Sus dimensiones son: 4mm de largo y 0.6mm de ancho [5]. La bibliografía consultada da un valor típico de fisura en los ejes de 3mm de longitud. Dada la dificultad de la geometría (vaciado en los tres planos con aristas vivas y complicadas zonas de tangencia), el programa presenta problemas a la hora de simular una fisura tan pequeña. Por esto, ha sido necesario aumentar la precisión en la etapa de diseño en el menú *Fichero > Propiedades*. En esta ventana se encuentra el parámetro *Precisión*, que controla la precisión de los cálculos geométricos. Su valor por defecto es 0.0012, y se ha cambiado al valor mínimo que es 0.0001. De esta manera, finalmente se ha conseguido crear una entalla de 4mm de longitud.

No se descarta la posibilidad de que afinando el diseño o variando la geometría de la fisura se puedan conseguir longitudes de 3mm, pero en este análisis se ha decidido estudiar las fisuras mayores de 4mm, dejando abierta la posibilidad de reducir este tamaño.

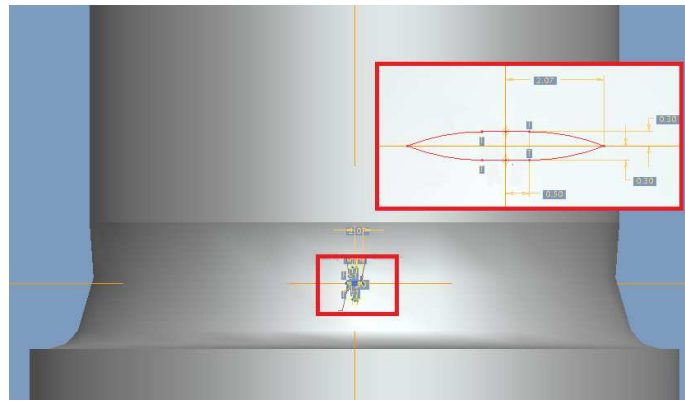


Fig.9.8. Vista en planta de la fisura

- Plano XY: Se corresponde con una vista frontal del tren (y del eje por tanto). En él se aprecia la profundidad dada a la fisura de 1mm [5].

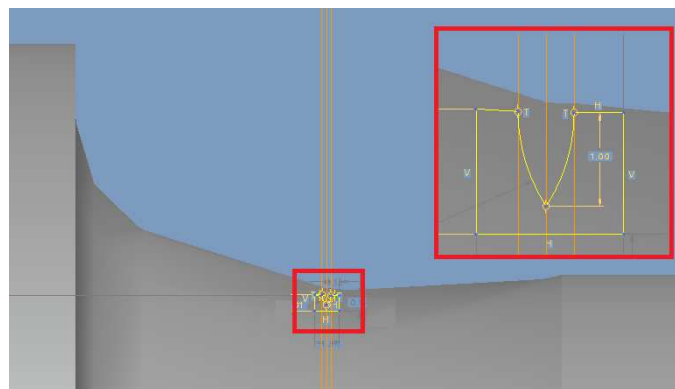


Fig.9.9. Vista frontal de la fisura

- Plano YZ: Esta vista se corresponde con la vista lateral del tren. Esta extrusión final se utiliza para darle una forma redondeada a los bordes de la fisura, como se aprecia en la Fig.9.10.

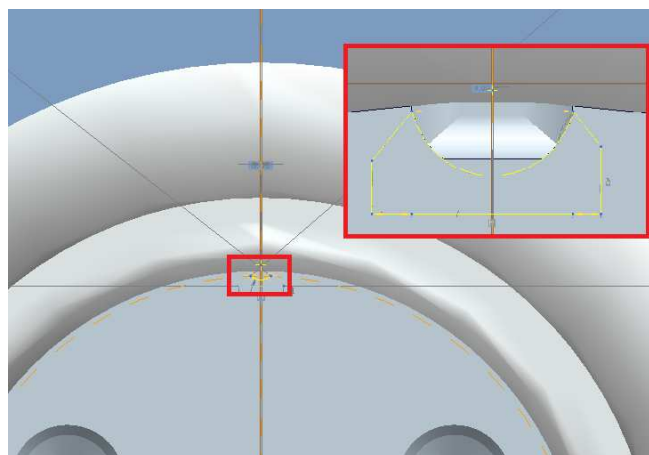


Fig.9.10. Vista lateral de la fisura

Tras estos pasos, la fisura queda definida. En la Fig.9.11 se detallan dos cortes transversales del eje fisurado.

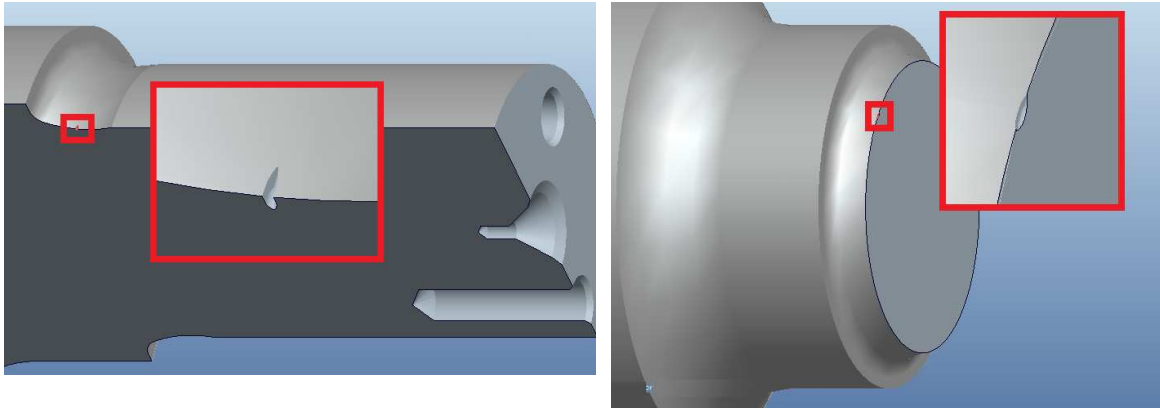
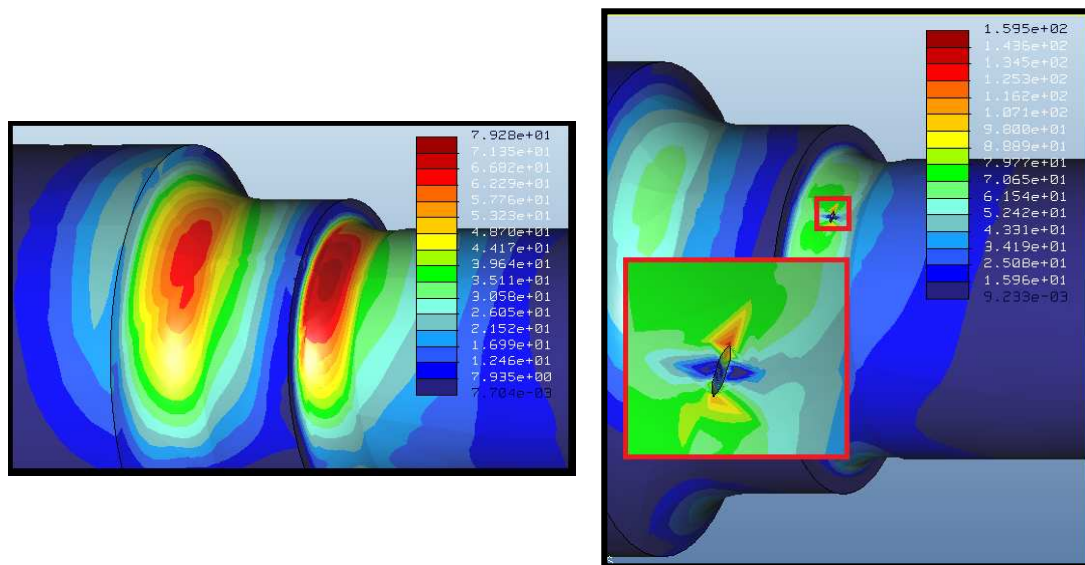


Fig.9.11. Fisura simulada en el ejemplo “Eje ferroviario 3”

9.3.1. Análisis de esfuerzos

El análisis de esfuerzos se realiza en las mismas condiciones que se detallaron para el ejemplo “Eje ferroviario”. A continuación se presentan los resultados obtenidos para el eje fisurado frente al eje sin fisurar.



a) “Eje ferroviario”

b) “Eje ferroviario 3”

Fig.9.12. Detalle de la distribución de tensiones, a) En la Sección A, b) En la fisura

Como era de esperar, la tensión ha aumentado en esta simulación, debido a la concentración de tensiones en los bordes de la fisura (Fig.9.12b). Se registra entonces una tensión prácticamente del doble de la que se calculó en la simulación del “Eje ferroviario”. En el siguiente apartado se demuestra como este hecho afecta muy negativamente a la vida a fatiga del eje.

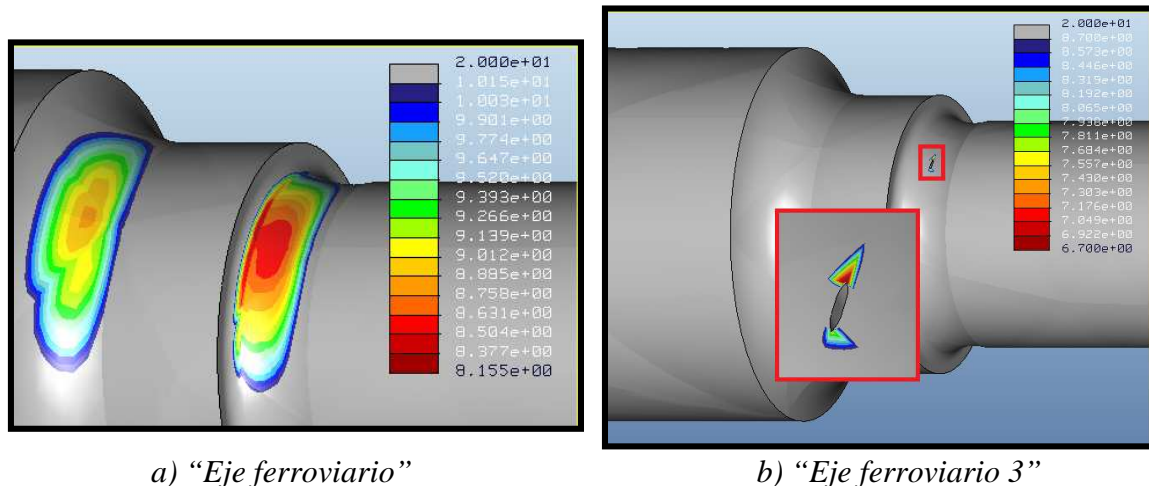
9.3.2.- Análisis a fatiga

Para realizar el análisis a fatiga del eje fisurado no es preciso realizar ningún cambio sobre lo realizado en el ejercicio base “Eje ferroviario” en el Apartado 8.4. Esta

vez más que ninguna otra se sabe que la sección crítica será la A (por la presencia de la fisura y por la distribución de tensiones calculada), por lo que no será necesario comparar los resultados con las demás secciones.

En cuanto al valor del factor de reducción de resistencia a la fatiga, se considera también el calculado en el Apartado 8.2.2.1 para la Sección A, puesto que la geometría no ha cambiado, y la presencia de la fisura ya está considerada (a la vista del aumento de tensión mostrado en los resultados del análisis de esfuerzos).

En la siguiente imagen se presentan las vidas a fatiga para el eje fisurado y sin fisurar.



Se observa que la vida disminuye notablemente, hasta los $10^{6.700}$ ciclos. Convirtiendo esos ciclos en días se observa más claramente la reducción en la vida del eje fisurado.

$$N_f = 10^{6.700} \text{ ciclos} = 16 \text{ días}$$

La reducción de la vida respecto al eje sin fisurar ("Eje ferroviario") es muy grande, por ejemplo, según las tablas de los intervalos de inspección presentadas en el Apartado 9.2, este eje fisurado no alcanzaría ni siquiera el menor de los intervalos. Lo que implicaría que podría fallar estando en servicio.

Se muestra a continuación el valor del factor de seguridad, menor que la unidad en este caso, debido al fallo del componente antes de alcanzar la vida deseada definida de 10^7 ciclos.

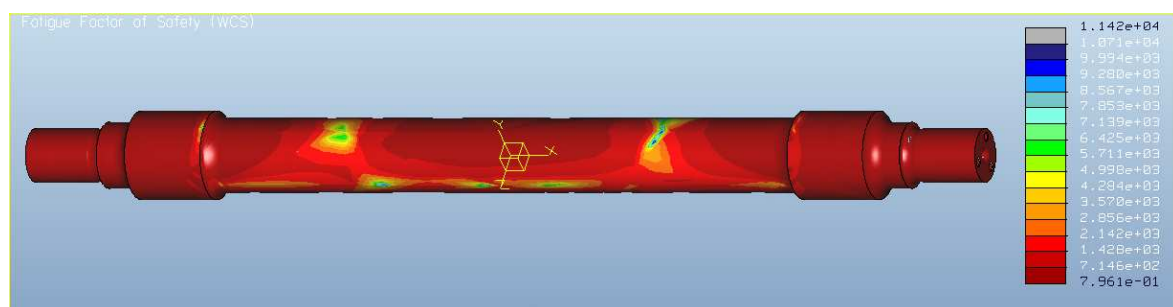


Fig.9.14. Factor de seguridad del "Eje ferroviario 3"

9.3.3.- Variación del tamaño de fisura

A la vista de los resultados obtenidos en el Apartado 9.3.2, se ha considerado interesante hacer una primera estimación de la influencia del tamaño de la fisura en la tensión máxima y la vida a fatiga del eje estudiado.

Para ello, se realizan los mismos análisis presentados anteriormente, aumentando la longitud y el ancho de la fisura, parámetros que en principio deberían provocar un aumento en la tensión máxima del eje, y en consecuencia, una disminución de la vida a fatiga.

9.3.3.1. Aumento de la longitud de la fisura

La fisura inicial simulada tenía una longitud de 4mm. Se busca estudiar el grado de influencia de esta dimensión en la tensión y la vida registrada del eje, por lo que se procede a simular 2 casos más aumentando la longitud en un 10% cada vez. En la Fig.9.15 se detallan así los tres casos que se van a comparar.

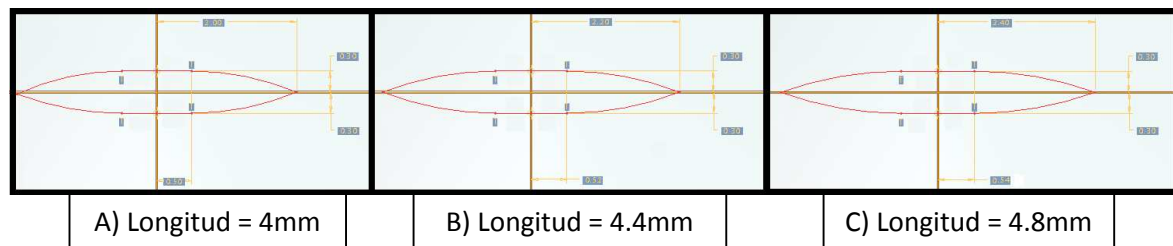


Fig.9.15. Casos estudiados variando la longitud de la fisura

Los valores de tensión máxima obtenidos se representan en la Fig.9.16.

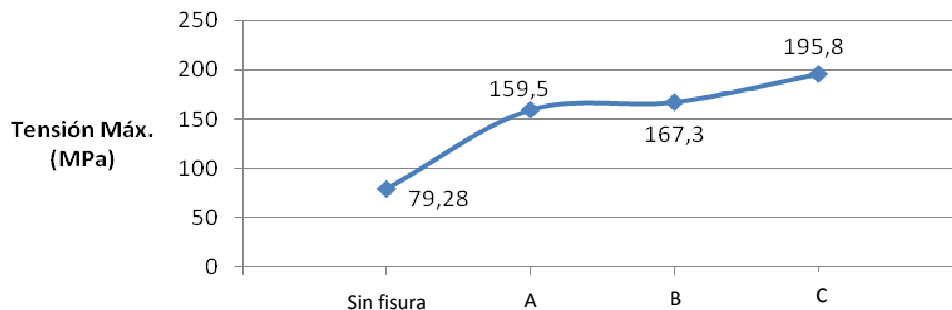


Fig.9.16. Tensión máxima en función de la longitud de fisura

La distribución de tensiones en los casos B y C, es muy similar a la de la Fig.9.13b, cambiando como se ve, el valor de tensión máximo alcanzado. Como se observa en el gráfico, se ha incluido también el valor de tensión máxima del eje no fisurado, para apreciar así más fácilmente la variación entre los casos.

La tensión aumenta de manera muy brusca en la aparición de la fisura (caso A), al aumentar la longitud de la fisura hasta los 4.4mm el aumento es más suave en comparación, y sin embargo el eje con fisura de 4.8mm alcanza casi una tensión de 200 MPa en los bordes de la fisura. Según el gráfico, se puede esperar que la tendencia sea creciente, que al aumentar más la longitud de la fisura, la tensión en los bordes sea mayor.

Se puede ver en la Fig.9.15, como a medida que se aumenta la longitud de la fisura, manteniendo el ancho constante, los bordes se hacen más afilados, justificando la gran concentración de tensiones en esa zona.

En cuanto a la vida a fatiga de los casos estudiados (Fig.9.17), ocurre de manera similar a la variación de la tensión máxima, debido al aumento de la longitud de la fisura, se produce un descenso de la vida a fatiga, también mucho más acusado al pasar del eje sin fisura, al eje fisurado.

En la Tabla 9.2 se recogen las vidas a fatiga de los cuatro casos en días y horas, según las condiciones de circulación detalladas en el Apartado 8.5.

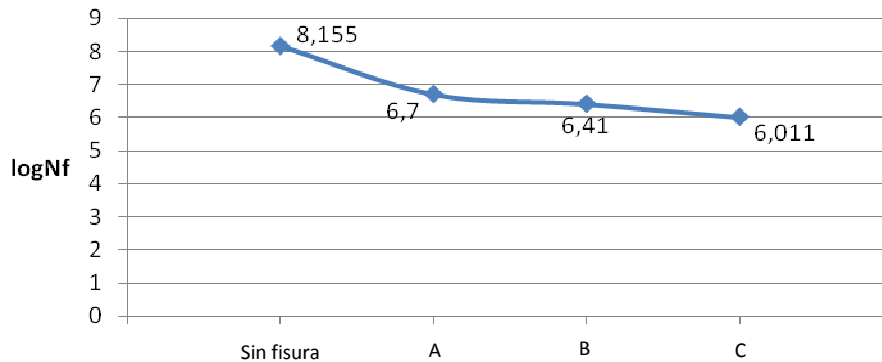


Fig.9.17. Vida a fatiga en función de la longitud de la fisura

	Vida a fatiga		
	logNf	(días)	(horas)
Sin fisura	8,155	459	4589
longitud = 4mm	6,700	16	161
longitud = 4,4mm	6,410	8	83
longitud = 4,8mm	6,011	3	33

Tabla 9.2. Vida a fatiga en función de la longitud de la fisura

En esta tabla, se observa más claramente la reducción en la vida a fatiga al aumentar la longitud de la fisura, hasta ver como en el último caso (4.8mm de longitud) el eje aguantaría 33 horas en funcionamiento, disminuyendo así la vida útil del eje un 80% al aumentar la fisura un 20% (de 161 h a 33h).

9.3.3.2. Aumento del ancho de la fisura

Se pasa ahora a variar el ancho de la fisura. Se ha decidido estudiar estas dos variantes del problema por separado (primero longitud y luego anchura) para comprobar si la influencia en la tensión y en la vida a fatiga en los dos casos es similar. La Fig.9.18 muestra los casos que se comparan en este apartado, partiendo del inicial estudiado en el Apartado 9.2.2. Al igual que en el Apartado 9.3.3.1, se aumenta el ancho de la fisura en un 10% cada vez.

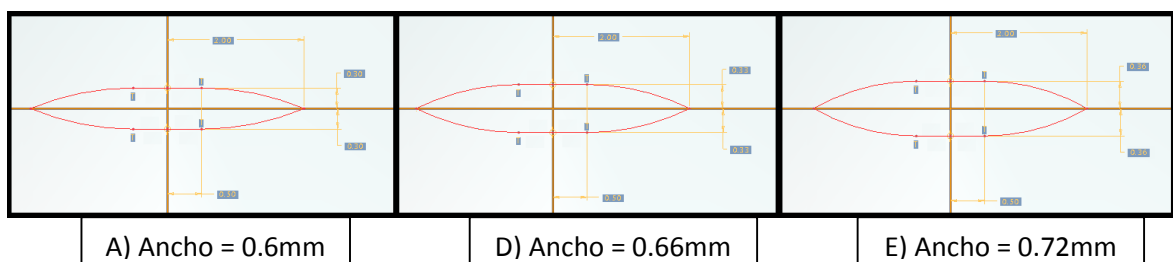


Fig.9.18. Casos estudiados variando la anchura de la fisura

Realizando los análisis de esfuerzos respectivamente, se obtienen los resultados que se muestran en la Fig.9.19. Donde se observa de nuevo, el gran aumento de tensión máxima en el eje fisurado respecto al eje sin fisura. En cuanto a la influencia del ancho de la fisura, la tensión también aumenta en este caso al variar el ancho de la fisura, pero de manera menos acusada que al variar la longitud.

La Fig.9.20 muestra la variación en la vida a fatiga del eje al aumentar el ancho de la fisura.

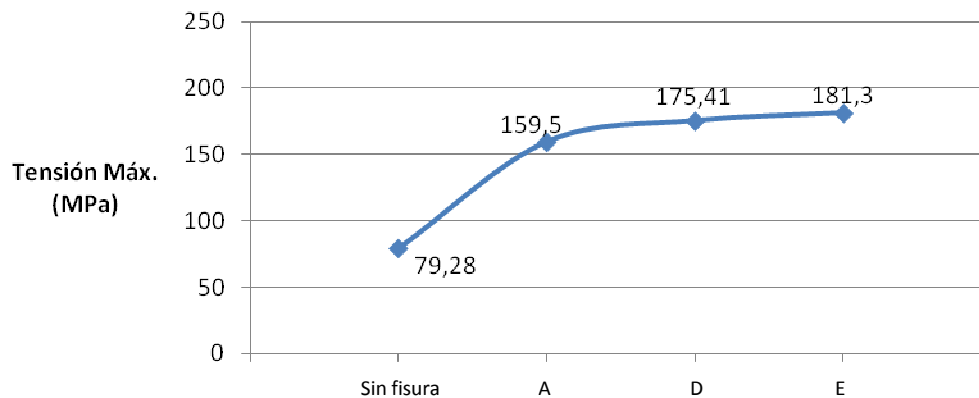


Fig.9.19. Tensión máxima en función del ancho de fisura

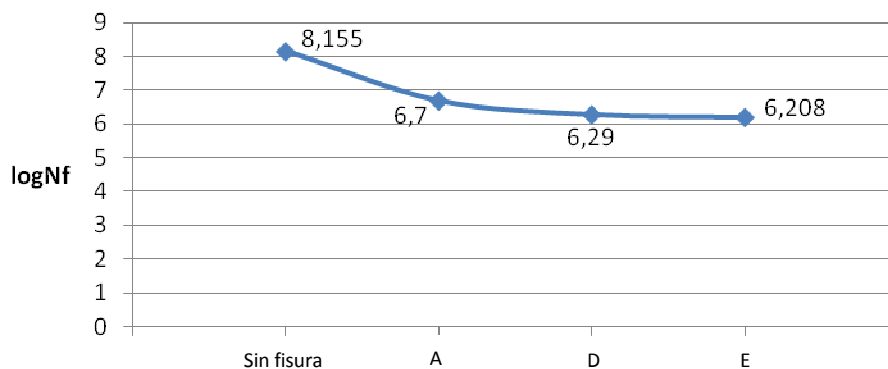


Fig.9.20. Vida a fatiga en función del ancho de fisura

En este caso, la tendencia a disminuir la vida a fatiga del eje aumentando el ancho de la fisura parece menos acusada que cuando se ha aumentado su longitud.

De nuevo, la Tabla 9.3 recoge los datos de la vida convertidos a días y horas para comprobar fácilmente la disminución de la vida útil.

	Vida a fatiga		
	logNf	(días)	(horas)
Sin fisura	8,155	459	4589
ancho = 0,6mm	6,700	16	161
ancho = 0,66mm	6,290	6	63
ancho = 0,72mm	6,208	5	52

Tabla 9.3. Vida a fatiga en función del ancho de la fisura

La disminución de la vida en este caso al aumentar el ancho de la fisura un 20% (de 0.6mm a 0.72mm) es de un 68%, menor que en el caso de la longitud de la fisura.

En conclusión, esta variante del problema demuestra la gran influencia de la presencia de fisuras o posibles defectos en la vida útil de los componentes. Es necesario comentar que en este ejemplo la fisura se ha situado en las peores condiciones posibles, ya que está situada en la sección más crítica del eje, en la dirección transversal y en el centro del eje.

Con este análisis se ha pretendido comprobar la posibilidad de simular fisuras o grietas en un componente mediante Pro Engineer, y hacer una primera aproximación de la influencia de algunos de los parámetros más importantes en estas fisuras, como pueden ser su longitud y anchura.

Como se ha visto, el aumento del tamaño afecta negativamente a la vida útil del eje, aumentando la tensión máxima registrada en los bordes de la fisura. Más concretamente, estos análisis han demostrado que la longitud de la fisura parece tener un efecto mayor en la vida a fatiga frente al ancho, disminuyendo la vida en un 80% frente a un 68% en el caso de la anchura de la fisura.

Capítulo 10.

CONCLUSIÓN Y TRABAJOS FUTUROS

10.1.- CONCLUSIÓN

10.2.- TRABAJOS FUTUROS

10.3.- PRESUPUESTO

10.1.- CONCLUSIÓN

El principal objetivo de este trabajo era la aplicación, del nuevo programa de diseño y simulación Pro Engineer, al análisis a fatiga de ejes ferroviarios, y su utilización para desarrollar una rutina con el objetivo de resolver un problema simplificado de un eje ferroviario concreto.

Para alcanzar el objetivo final se han presentado diferentes comparaciones entre los resultados obtenidos mediante Pro Engineer, ANSYS y el cálculo analítico para diversos ejemplos que se han ido desarrollando durante el trabajo. De esta manera, se ha buscado corroborar los resultados obtenidos mediante los análisis de Pro Engineer, debido a su reciente implantación y a la falta de estudios anteriores que pudieran aportar información sobre su grado de veracidad.

En cuanto a esto, se ha ido demostrando en los diversos ejercicios comparativos como los resultados obtenidos eran muy similares entre unos métodos y otros, dando por válidos los datos obtenidos con Pro Engineer.

Finalmente, se ha desarrollado una metodología para el estudio completo del eje elegido en este caso, detallando los pasos y posibles variaciones que se podrían desarrollar en un futuro para diferentes análisis, por ejemplo, en otros ejes bajo unos estados de carga diferentes.

Un aspecto a destacar después de realizar este trabajo, es la rápida, cómoda y sencilla posibilidad de realizar cambios entre las diferentes fases del diseño. Entre los procesos de diseño, análisis estático y análisis a fatiga, es posible realizar cambios de geometría, material, cargas, restricciones, etc. Algo muy útil para conseguir finalmente diseños depurados, capaces de soportar las solicitaciones que se requieran en cada caso.

Un ejemplo claro de este aspecto ha sido el análisis desarrollado en el problema “Eje ferroviario 2”, donde se ha realizado un rediseño en la geometría de la sección que el programa determinó más crítica, y se ha observado el importante aumento en la vida útil del eje, consiguiendo por ejemplo, que tras ese rediseño, el eje superara todos los intervalos de inspección típicos de la industria ferroviaria [9].

Por otro lado, en el problema “Eje ferroviario 3”, se ha analizado la influencia de la presencia de fisuras en el eje, así como la sensibilidad de la vida a fatiga a la variación del tamaño de éstas. Se ha demostrado así, la importante disminución de la vida útil en ejes fisurados, planteando el problema de que éstos no alcancen siquiera los mínimos intervalos de inspección.

Con respecto a la sensibilidad del análisis a la geometría del defecto superficial, se ha estudiado la influencia de la longitud y el ancho de la fisura, con el objeto de determinar si estos dos parámetros influyen por igual en la variación de la vida a fatiga. Los resultados han determinado que la longitud de la fisura tiene una mayor influencia, la vida útil del eje disminuye más rápidamente en comparación con ejes en los que se ha variado sólo el ancho de la fisura.

Del estudio completo realizado en este trabajo, se puede concluir que esta metodología será aplicable a otros casos similares, pero se habrán de perfeccionar y depurar las técnicas de modelado precisas para una simulación más realista del problema. Ya que en los estudios presentados se han tenido varias limitaciones, como podrían ser el tamaño mínimo de fisura o el tiempo de simulación.

Queda así desarrollada una rutina, que puede ser utilizada en principio para el análisis de cualquier tipo de eje, aceptando variaciones de todo tipo, como las que se plantean en los trabajos futuros.

10.2.- TRABAJOS FUTUROS

Como se ha ido comentando a lo largo del trabajo, la implantación del software Pro Engineer en la Universidad es muy reciente, por lo que este ha sido uno de los primeros estudios sobre él y sus capacidades.

Debido a esto, se ha intentado detallar cuidadosamente los pasos y características fundamentales del programa, tanto en lo correspondiente a diseño como a los análisis estático y a fatiga se refiere. Por ello también, se ha estudiado un caso simplificado de un eje de ferrocarril, debido a que en estos primeros pasos se ha preferido estudiar el funcionamiento y la respuesta del programa en sí, sacrificando quizá aspectos de la realidad que hubieran dificultado la comparativa.

Por todas estas razones, existen un gran número de posibilidades a partir de lo planteado en este trabajo, ya que Pro Engineer ofrece muchísimas opciones de análisis, algunas de las cuales se han ido comentando durante todo el desarrollo.

A continuación se presentan las que se han considerado más interesantes, útiles y significativas:

- Estudio de la influencia de los acabados superficiales en los análisis a fatiga. En este trabajo se ha estudiado sólo uno, pero la mecánica de la fatiga demuestra que el acabado superficial es un factor importante en la modificación de la vida a fatiga.
- Estudio de la influencia de la posición, así como de la forma y dimensiones, de una fisura simulada en la geometría del componente. En este trabajo se ha estudiado el caso de una fisura en una posición fija, con lo que sería interesante estudiar la influencia de la posición. Por otro lado, a modo de realizar un primer estudio de la influencia del tamaño, se han variado la longitud y la anchura de la fisura, aspectos que se pueden continuar investigando más en profundidad.
- Simulación de distintos tipos de cargas. En este trabajo se ha estudiado un eje sometido a tensión alternante pura, pero Pro Engineer ofrece más posibilidades, como puede ser una carga alternante desde 0 hasta σ_{\max} , o incluso una carga de amplitud variable que se repita en el tiempo, acercándose quizá más así al caso real de un eje ferroviario en funcionamiento.

10.3.- PRESUPUESTO

De acuerdo a lo expuesto en este trabajo, se ha estimado un presupuesto de la realización de un análisis similar por una empresa de ingeniería.

En este caso, una gran parte de la inversión se corresponde con la adquisición de la licencia del programa, cuyo valor alcanza los 18000 euros si se trata de una empresa particular.

Para el cálculo se ha considerado que la licencia será válida como mínimo en tres análisis anuales, repartiendo el coste entre los tres; y que el tiempo dedicado de la persona encargada es de aproximadamente un mes para el análisis completo, se tiene en cuenta en este tiempo que la duración de las simulaciones del programa es un factor importante (una media de 2 horas por simulación).

A continuación se detallan los costes más importantes del análisis:

	<u>Coste (€)</u>
- Licencia Pro Engineer Wildfire 5.0	6000
- Normas UNE-EN 13260/ UNE-EN 13261	240
- Ingeniero Industrial (45€/h)	7200
TOTAL	13440



Figuras

- Fig. 2.1. Accidente del Boeing 737-200 en 1988
- Fig. 2.2. Accidente Madrid - Astorga. Sábado 20 de Agosto de 1960. ABC N° 17777 Edición de Andalucía [1]
- Fig. 2.3. Eje fracturado del tren de mercancías involucrado en un accidente en Rickerscote, UK en 1996 [2]

- Fig.3.1. Diagrama Esfuerzo-Deformación para materiales dúctiles y frágiles
- Fig. 3.2. Esquema de una fractura frágil sin ninguna deformación plástica
- Fig. 3.3. Esquema de una fractura muy dúctil (a) y una moderadamente dúctil después de una cierta estricción (b)
- Fig.3.4. a) Geometría de grietas superficiales e internas. b) Perfil esquemático de la tensión a lo largo de la línea X-X'
- Fig.3.5. Localización de la tensión máxima en la grieta
- Fig.3.6. Criterio convencional de diseño en un componente sin defectos
- Fig.3.7. Criterio convencional de diseño en un componente fisurado
- Fig.3.8. Modo I
- Fig.3.9. Modo II
- Fig.3.10. Modo III

- Fig.4.1. Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga
- Fig.4.2. Formación de extrusiones e intrusiones superficiales previas a la iniciación de una grieta
- Fig.4.3. Reorientación de la grieta al modo I en el Estadio II de fatiga
- Fig.4.4. Estadios de fatiga sobre un diagrama de Paris
- Fig. 4.5. Máquina empleada en el ensayo de viga rotatoria a fatiga
- Fig.4.6. Curva de Wöhler para un acero de calidad S700MC AM FCE
- Fig. 4.7. Diagrama de fatiga o curva S-N
- Fig.4.8. Diagrama de fatiga o curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula
- Fig.4.9. Factor de acabado superficial en función del acabado superficial y la resistencia última a tracción.
- Fig.4.10. Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometida a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b)
- Fig.4.11. Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión (c) y en flexión (d)
- Fig.4.12. Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes
- Fig.4.13. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes
- Fig.4.14. Pieza con temple superficial en flexión o torsión.
- Fig. 4.15. Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal
- Fig. 4.16. Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber
- Fig. 4.17. Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y recta de fluencia
- Fig. 4.18. Línea de carga en el Diagrama de Goodman para vida infinita
- Fig.4.19. Secuencia de tensiones con amplitudes y componentes medias variables
- Fig.4.20. Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada

- Fig.5.1. Eje ferroviario sometido a estudio (Fuente: CAF)
- Fig.5.2. Aplicaciones integradas de Pro Engineer Wildfire 5.0
- Fig.5.3 Impresora 3D DIMENSION



- Fig.5.4. *Parámetros para exportar un archivo en formato .stl*
- Fig.5.5. *Piezas modeladas mediante la técnica de prototipado rápido*
- Fig.5.6. *Ejemplo de un componente mallado en ANSYS*
- Fig.5.7. *Metodología a seguir en la resolución del problema*

- Fig.6.1. *Descripción del problema “Viga empotrada 1”*
- Fig.6.2. *Prisma utilizado en el análisis estático*
- Fig.6.3. *Ventana de definición de propiedades del material*
- Fig.6.4. *Definición de restricciones*
- Fig.6.5. *Definición de cargas*
- Fig.6.6. *Ventana de Análisis en Mecánica*
- Fig.6.7. *Ventana definición Análisis estático*
- Fig.6.8. *Características del método Multi-Pass Adaptive*
- Fig.6.9. *Error estimado en un ejercicio tipo*
- Fig.6.10. *Distribución de la tensión de Von Misses en la Versión 1.1 del problema*
- Fig.6.11. *Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 1.1 del problema*
- Fig.6.12. *Error estimado de la Versión 1.1 del problema*
- Fig.6.13. *Distribución de la tensión de Von Misses en la Versión 1.2 del problema*
- Fig.6.14. *Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 1.2 del problema*
- Fig.6.15. *Error estimado de la Versión 1.1 del problema*
- Fig.6.16. *Distribución de la tensión de Von Misses en la Versión 2.1 del problema*
- Fig.6.17. *Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 2.1 del problema*
- Fig.6.18. *Distribución de la tensión de Von Misses en la Versión 2.3 del problema*
- Fig.6.19. *Distribución del desplazamiento en el eje Y en la Versión 2.3 del problema*
- Fig.6.20. *Sección de la viga del problema “Viga empotrada 2”*
- Fig.6.21. *Cargas y restricciones del problema “Viga empotrada 2”*
- Fig.6.22. *Definición de las cargas en el problema “Viga empotrada 2”*
- Fig.6.23. *Distribución de la tensión de Von Misses con Pro Engineer*
- Fig.6.24. *Distribución del desplazamiento a lo largo del eje Y con Pro Engineer*
- Fig.6.25. *a) Pieza creada en Por Engineer. b) Cómo importar archivo desde ANSYS*
- Fig.6.26. *Elemento Solid 186 3D 20 Nodos*
- Fig.6.27. *Definición de las propiedades del material*
- Fig.6.28. *Malla 1 en ANSYS*
- Fig.6.29. *Ventana de modificación de tamaños en elementos del mallado*
- Fig.6.30. *Ventana de definición de restricciones*
- Fig.6.31. *Ventana de definición de cargas*
- Fig.6.32. *Ventana para la visualización de la distribución de la tensión de Von Misses*
- Fig.6.33. *Ventana para la visualización del desplazamiento en el eje Y*
- Fig.6.34. *Resultados de tensión de Von Misses obtenidos para las diferentes mallas*
- Fig.6.35. *Resultados de desplazamiento en el eje Y obtenidos para las diferentes mallas*

- Fig.7.1. *Cargas y dimensiones del problema “Eje empotrado 1”*
- Fig.7.2. *Diagrama de momentos flectores*
- Fig.7.3. *Zona comprimida y zona traccionada en un eje*
- Fig.7.4. *Diagrama S-N*
- Fig.7.5. *Diagrama E-N para un acero de baja aleación y una aleación de aluminio*
- Fig.7.6. *Curva de una tensión alternante pura ($\sigma_m=0$)*
- Fig.7.7. *Curva de una tensión fluctuante ($\sigma_m \neq 0$)*
- Fig.7.8. *Diferencia entre tensión media de tracción o compresión*
- Fig.7.9. *Modelo de vida frente a amplitud de deformación*
- Fig.7.10. *Representación gráfica de la Regla de Miner*



- Fig.7.11. Curva de histéresis
- Fig.7.12. Definición de parámetros necesarios para análisis de fatiga
- Fig.7.13. Perfil de revolución del eje
- Fig.7.14. Definición de redondeos en las aristas vivas de cambio de sección
- Fig.7.15. Definición del punto de aplicación de la fuerza
- Fig.7.16. Eje del problema “Eje empotrado 1” modelado con Pro Engineer
- Fig.7.17. Definición del material en el problema “Eje empotrado 1”
- Fig.7.18. Definición de restricciones en el problema “Eje empotrado 1”
- Fig.7.19. Definición de cargas en el problema “Eje empotrado 1”
- Fig.7.20. Definición de un análisis a fatiga en Mecánica
- Fig.7.21. Distribución de tensiones en el problema “Eje empotrado 1”
- Fig.7.22. Número de ciclos a fatiga del “Eje empotrado 1” (Sección A)
- Fig.7.23. Número de ciclos a fatiga del “Eje empotrado 1” (Sección B)
- Fig.7.24. Número de ciclos a fatiga del “Eje empotrado 1” (Sección C)
- Fig.7.25. Factor de seguridad del “Eje empotrado 1”
- Fig.7.26. Confianza de vida del “Eje empotrado 1”

- Fig.8.1. Eje ferroviario sometido a estudio (Fuente CAF)
- Fig.8.2. Generación del perfil de revolución
- Fig.8.3. Detalle de la geometría
- Fig.8.4. Detalle de los agujeros laterales. a) Sección en el esbozo. b) Vista de un corte transversal
- Fig.8.5. Definición de la geometría del taladro
- Fig.8.6. Definición del patrón de los taladros
- Fig.8.7. Taladros laterales
- Fig.8.8. Eje ferroviario modelizado en Pro Engineer
- Fig.8.9. Secciones críticas del problema “Eje ferroviario”
- Fig.8.10. Ventana de Definición del material para el problema “Eje ferroviario”
- Fig.8.11. Características de las restricciones del problema “Eje ferroviario”
- Fig.8.12. Definición de la carga de gravedad
- Fig.8.13. “Eje ferroviario” con restricciones y cargas definidas
- Fig.8.14. Distribución de la tensión de Von Misses
- Fig.8.15. Detalle de la tensión de Von Misses en un corte longitudinal
- Fig.8.16. Desplazamiento en el eje Y
- Fig.8.17. Definición de las propiedades del análisis a fatiga
- Fig.8.18. Sección A
- Fig.8.19. Vida a fatiga para la Sección A
- Fig.8.20. Sección B
- Fig.8.21. Vida a fatiga para la Sección B
- Fig.8.22. Sección C
- Fig.8.23. Vida a fatiga para la Sección C
- Fig.8.24. Factor de seguridad del “Eje ferroviario”
- Fig.8.25. Área con menor vida a fatiga

- Fig.9.1. Detalle acotado de la Sección A en “Eje ferroviario”
- Fig.9.2. Detalle acotado de la Sección A en “Eje ferroviario 2”
- Fig.9.3. Detalle del cambio de geometría en la Sección A. a) “Eje ferroviario”. b) “Eje ferroviario 2”
- Fig.9.4. Detalle de la distribución de tensiones en la Sección A. a) “Eje ferroviario”. “Eje ferroviario 2”



- Fig.9.5. Detalle de la distribución de vida a fatiga en la Sección A. a) “Eje ferroviario”. b) “Eje ferroviario 2”
- Fig.9.6. Factor de seguridad del “Eje ferroviario 2”
- Fig.9.7. Sistema de coordenadas utilizado en “Eje ferroviario 2”
- Fig.9.8. Vista en planta de la fisura
- Fig.9.9. Vista frontal de la fisura
- Fig.9.10. Vista lateral de la fisura
- Fig.9.11. Fisura simulada en el ejemplo “Eje ferroviario 3”
- Fig.9.12. Detalle de la distribución de tensiones, a) En la Sección A del “Eje ferroviario”. b) En la fisura del “Eje ferroviario 3”
- Fig.9.13. Detalle de la distribución de vida a fatiga, a) En la Sección del “Eje ferroviario”. b) En la fisura del “Eje ferroviario 3”
- Fig.9.14. Factor de seguridad del “Eje ferroviario 3”
- Fig.9.15. Casos estudiados variando la longitud de la fisura
- Fig.9.16. Tensión máxima en función de la longitud de fisura
- Fig.9.17. Vida a fatiga en función de la longitud de la fisura
- Fig.9.18. Casos estudiados variando la anchura de la fisura
- Fig.9.19. Tensión máxima en función del ancho de fisura
- Fig.9.20. Vida a fatiga en función del ancho de fisura

Tablas

- Tabla.4.1. Coeficientes a y b en función del acabado superficial
- Tabla.4.2. Factor de confiabilidad
- Tabla 6.1. Versiones utilizadas para la resolución del análisis estático mediante Pro Engineer del problema “Viga empotrada 1”
- Tabla 6.2. Resultados obtenidos en las Versiones 1.1 y 1.2
- Tabla 6.3. Resultados obtenidos en las Versiones 1.1, 1.2, 2.1 y 2.2
- Tabla 6.4. Resultados obtenidos en las simulaciones con Pro Engineer
- Tabla 6.5. Resultados obtenidos en las simulaciones con Pro Engineer y analíticamente
- Tabla 6.6. Resultados obtenidos mediante el análisis con Pro Engineer y ANSYS
- Tabla 7.1. Resultados de tensión máxima obtenidos mediante el análisis analítico y mediante Pro Engineer
- Tabla 7.2. Resultados de vida a fatiga obtenidos mediante el análisis analítico y mediante Pro Engineer
- Tabla 8.1. Intervalos de inspección “Eje ferroviario”
- Tabla 9.1. Intervalos de inspección “Eje ferroviario 2”
- Tabla 9.1. Intervalos de inspección “Eje ferroviario 2”
- Tabla 9.2. Vida a fatiga en función de la longitud de la fisura
- Tabla 9.3. Vida a fatiga en función del ancho de la fisura

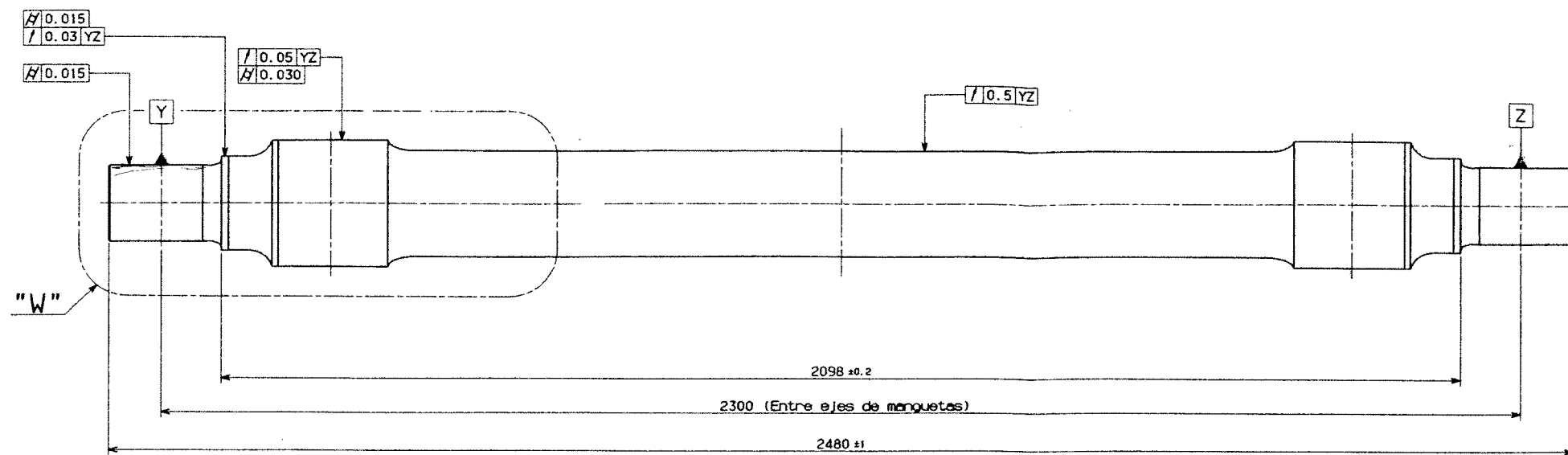


ANEXOS

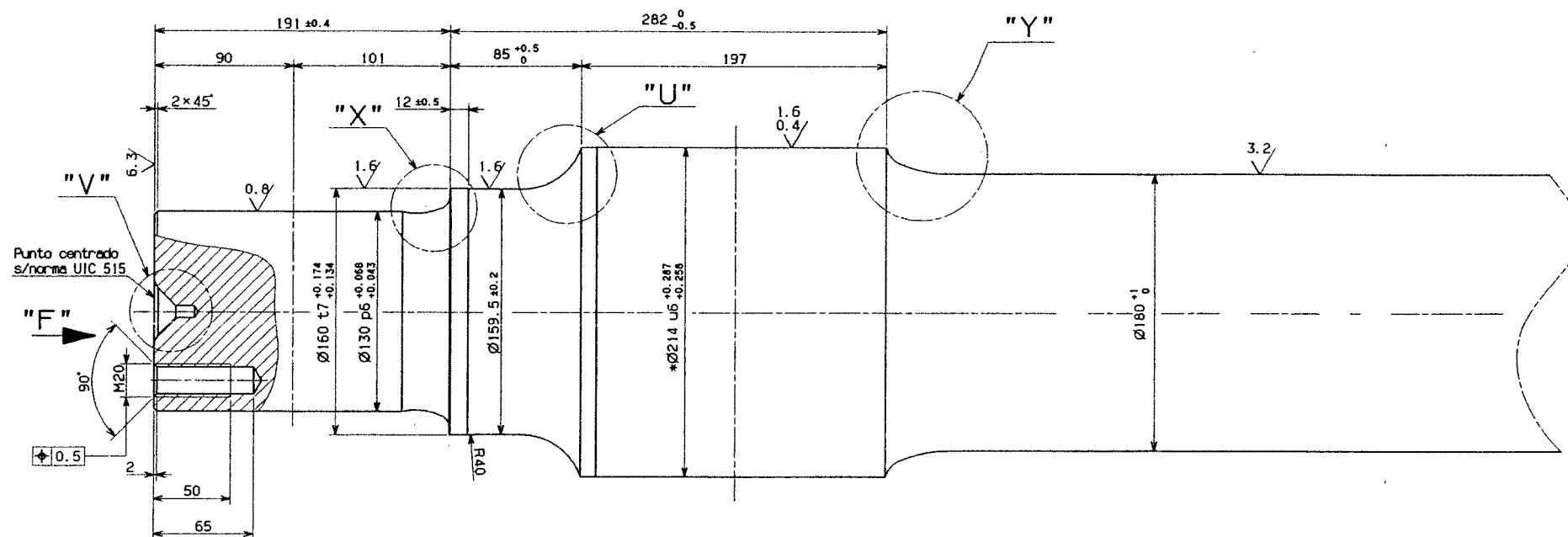
A.- Plano del eje ferroviario

B.- Tabla de tolerancias geométricas

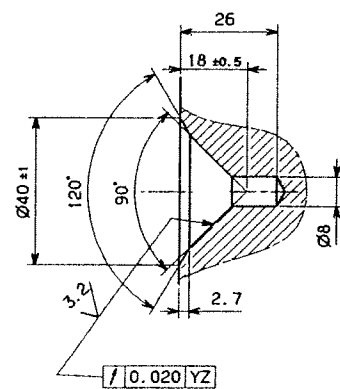
(http://www.miratecnologia.com/aula_tolerancias.aspx)



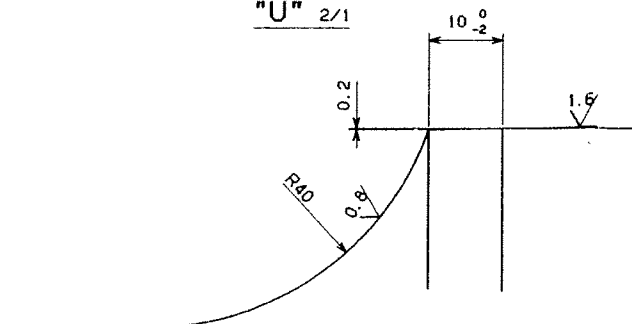
"W" (1/2)



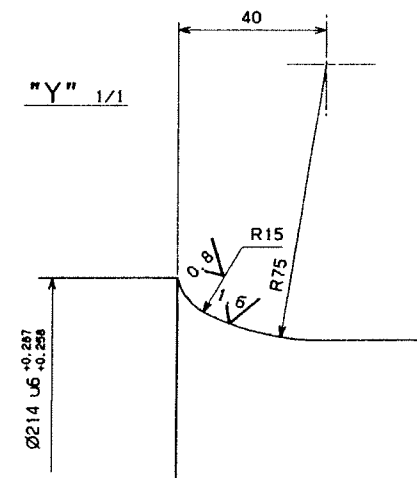
"V" 1/1



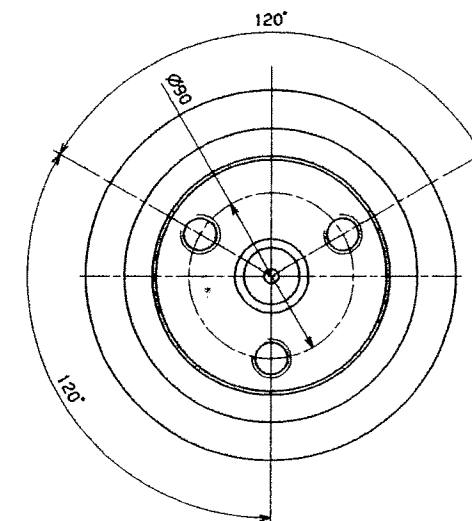
"U" 2/1



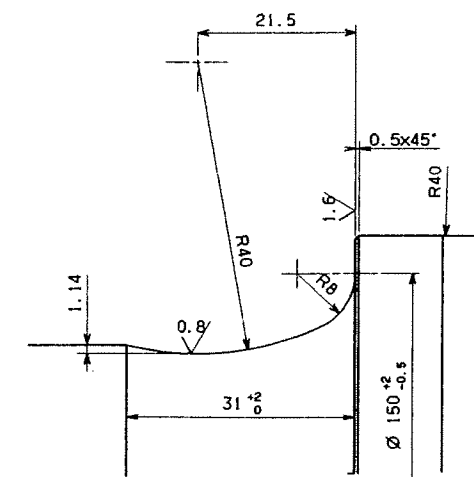
"Y" 1/1



"F" 1/2



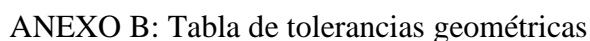
"X" 2/1



NOTAS:

- El cuerpo de eje satisficra las condiciones definidas en la ficha UIC 811-1 y cumplira la Especificacion Tecnica de RENFE 03.373.001.1
- Cantos no especificados R=0.5
- * Limite de utilidad Ø209

01 CUERPO DE EJE	I	EST	488.0
DESCRIPCION	CANT.	N° SUMINISTRADOR O N° FABRICANTE	N° DIBUJO O CALIDAD MATERIAL
MODIFICACIONES	FECHA	NOVEDADES	NOTAS Y OBSERVACIONES
A 25-04-02 Mod. toler.			
B 21-05-02 Mod. material			
C 02-06-02 Mod. material			
RENFE			
SUSTITUYE A:			
PLANO N°			
EDICION			
NOVA N°			
N° DE HOJA			
FECHA			
NOVEDADES			
GENEAL			
ALSTOM			
SUSTITUYE A:			
EDICION			



Rugosidades para procesos normales de fabricación

134



BIBLIOGRAFÍA

- 1.- ÁLVAREZ RODRIGUEZ, Profesor Doctor Ingeniero Julio. *El rodaje en el ferrocarril. Ejes (1) y (2)*. 1ª Edición. Universidad Carlos III de Madrid.
- 2.- AVILÉS, Rafael. *Análisis de Fatiga en Máquinas*. 2ª Edición. España 2005
- 3.- SHIGLEY, Joseph E. & MISCHEKE, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*. 6ª Edición. México 2004
- 4.- DRAPER, John. *Modern metal fatigue analysis*. 1999
- 5.- FORREST, P.G. *Fatiga de los metales*. España 1972
- 6.- CALLISTER, William D. *Fundamentals of Materials Science Engineering*. 5ª Edición. 2001
- 7.- LOVE, Augustus E. *Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. 4ª Edición. 1944
- 8.- SCHMIDT, Richard J. & SIDEBOTTOM, Omar M. *Advanced Mechanics of Materials*. 5ª Edición. 1993
- 9.- BARROSO HERRERO, Segundo & CARSÍ CEBRIÁN, Manuel. *Procesado y puesta en servicio de materiales*. 1ª Edición. 2005
- 10.- ARAMBURU, I & IRISARRI, A. M., *Análisis de los modelos de acumulación de daño a fatiga*. España. 2003
- 11.- Documentación de la asignatura *Diseño de Máquinas*. Departamento de Ingeniería Mecánica. 3º de Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid
- 12.- Documentación de la asignatura *Tecnología de Máquinas*. Departamento de Ingeniería Mecánica. 4º de Ingeniería Industrial: especialidad Máquinas y Estructuras. Universidad Carlos III de Madrid
- 13.- Documentación de la asignatura *Fractura y Fatiga de Componentes Mecánicos*. Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. 4º de Ingeniería Industrial: especialidad Máquinas y Estructuras. Universidad Carlos III de Madrid
- 14.- Documentación de la asignatura *Tecnología de Materiales*. Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras y Departamento de Ciencia e Ingeniería de Materiales e Ingeniería Química. 4º de Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid
- 15.- HILLMANSEN, S. & SMITH, R. A., *The management of fatigue crack growth in railway axles*. UK. 2004
- 16.-HIRAKAWA, K. & KUBOTA, M., *On the fatigue design method for high-speed railway axles*. Japan. 2001
- 17.- UNE-EN13260. Junio 2004 / UNE-EN13261. Diciembre 2009
- 18.- <http://www.ptc.com/>



19.- <http://www.ansys.com/>

REFERENCIAS

- [1]- ABC N°17777 Edición Andalucía del Sábado 20 de Agosto de 1960.
- [2]- The Railways Archive & Saferail
- [3]- Capítulo 8: *Fundamentals of Materials Science Engineering*. CALLISTER, W. D.
- [4]- “*A brief historical overview of the fatigue of railway axles*”. R.A. SMITH & S. HILLMANSEN. Londres
- [5]- “*Railway axle failure investigations and fatigue crack growth monitoring of an axle*”. D.S. HODDINOTT. Londres
- [6]- UNE-EN13261. Diciembre 2009
- [7]- www.tafesa.com
- [8]- www.todotrenes.com
- [9]- “*Effect of probability of detection upon the definition of inspection intervals for railway axles*” M. CARBONI & S. BERETTA. Departamento de Ingeniería Mecánica. Politecnico di Milano, Italia. 8 de Junio de 2007